



**Universidad Nacional Mayor de San Marcos**

**Universidad del Perú. Decana de América**

**Facultad de Ciencias Físicas**

**Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos**

**Estudio técnico para la climatización del quirófano del  
Hospital César Garayar García de Iquitos**

**MONOGRAFÍA TÉCNICA**

**Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos**

**AUTOR**

**Ruberli ROMERO JUIPA**

**Lima, Perú**

**2016**



Reconocimiento - No Comercial - Compartir Igual - Sin restricciones adicionales

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>

Usted puede distribuir, remezclar, retocar, y crear a partir del documento original de modo no comercial, siempre y cuando se dé crédito al autor del documento y se licencien las nuevas creaciones bajo las mismas condiciones. No se permite aplicar términos legales o medidas tecnológicas que restrinjan legalmente a otros a hacer cualquier cosa que permita esta licencia.

## Referencia bibliográfica

---

Romero, R. (2016). *Estudio técnico para la climatización del quirófano del Hospital César Garayar García de Iquitos*. [Monografía técnica de pregrado, Universidad Nacional Mayor de San Marcos, Facultad de Ciencias Físicas, Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos]. Repositorio institucional Cybertesis UNMSM.

---



# UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS

(Universidad del Perú, Decana de América)

## FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS

### ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE INGENIERIA MECÁNICA DE FLUIDOS

#### ACTA DE SUSTENTACIÓN DE MONOGRAFÍA TÉCNICA PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECANICO DE FLUIDOS POR LA MODALIDAD M3, SUFICIENCIA PROFESIONAL

Siendo las 14:00 horas del día sábado 18 de junio de 2016 en el Aula 205 de la Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos, bajo la presidencia del Dr. MIGUEL ORMEÑO VALERIANO con la asistencia del Ing. HENRY PALA REYES y del Ing. ADOLFO LOZADA PEDRAZA, miembros del Jurado Examinador de Monografía Técnica, de conformidad con la Resolución Rectoral N° 01934-R-02 que aprueba las diferentes modalidades de titulación profesional, se dio inicio a la Sesión Pública de Sustentación de Monografía Técnica en la que el Bachiller RUBERLI ROMERO JUIPA puso a consideración del Jurado Examinador su trabajo de Monografía Técnica como parte de los requisitos para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos por la Modalidad M3, Suficiencia Profesional.

El Presidente del Jurado Examinador dio lectura del Resumen del Expediente e invitó al Bachiller RUBERLI ROMERO JUIPA, a realizar la exposición de su trabajo titulado "ESTUDIO TÉCNICO PARA LA CLIMATIZACIÓN DEL QUIRÓFANO DEL HOSPITAL CÉSAR GARAYAR GARCÍA DE IQUITOS" durante un tiempo de 30 minutos.

Concluida la exposición del candidato, y luego de las preguntas de rigor de parte del Jurado Examinador, el Presidente invitó al Bachiller a abandonar momentáneamente la sala de sesión para dar paso a la deliberación y calificación correspondiente. Se procedió a promediar la nota final obtenida en los cursos del Ciclo de Actualización Profesional (CAP), y el resultado se promedió a su vez con la nota de sustentación de la monografía para hallar el promedio final.

Al término de la deliberación del jurado, se invitó al candidato a regresar a la sala de sesión para dar lectura a la calificación final obtenida, la misma que fue:

QUINCE 15

El Presidente del Jurado Examinador, Dr. MIGUEL ORMEÑO VALERIANO, a nombre de la Nación y de la Universidad Nacional Mayor de San Marcos, declaró al Bachiller RUBERLI ROMERO JUIPA Ingeniero Mecánico de Fluidos.

Siendo las 15:15 horas del mismo día, se levantó la sesión.

Dr. MIGUEL ORMEÑO VALERIANO  
Presidente de Jurado Examinador

Ing. HENRY PALA REYES  
Miembro de Jurado Examinador

Ing. ADOLFO LOZADA PEDRAZA  
Miembro de Jurado Examinador



## **DEDICATORIA**

A mis padres Ezequiel y María, por su amor trabajo y sacrificios en todos estos años,  
gracias a ustedes he logrado llegar hasta aquí y convertirme en lo que soy.

A mi segunda casa UNMSM y a mi E.A.P. Ingeniería Mecánica de Fluidos

Gracias a todos,

# ÍNDICE

Introducción

Objetivos

## Capítulo 1 Generalidades

1.1	Historia del aire acondicionado.	1
1.2	Levantamiento de los componentes del espacio bajo tratamiento.	2
1.3	Clasificación a las instalaciones de aire acondicionado.	4
1.4	Conceptos de aire acondicionado.	4
1.5	Ciclo básico de refrigeración.	9
1.6	Tratamiento de aire y ventilación para unidades médicas y de prestaciones sociales.	11
1.7	Criterios generales para acondicionamiento de aire y ventilación en el sector salud.	11
1.8	Descripción del servicio de cirugía y sala de expulsión.	13
1.9	Solución de esta necesidad.	13
1.10	Condiciones de diseño	14
1.10.1	Condiciones exteriores del local	14
1.10.2	Condiciones interiores del local	15
1.10.3	Ubicación geográfica del local	15

## Capítulo 2 Marco Teórico

2.1	Introducción.	16
2.2	Balance térmico	16
2.2.1	Carga térmica generada a través de las paredes.	16
2.2.2	Carga térmica generada por ocupantes.	18
2.2.3	Carga térmica generada por alumbrado y equipo.	19
2.2.4	Carga térmica generada por infiltración.	20
2.2.5	Carga térmica generada por efecto solar.	20
2.3	Condiciones de diseño interiores para diversas áreas de un hospital.	21
2.4	Requerimientos del sistema de aire acondicionado.	22
2.5	Datos de levantamiento.	22
2.6	Descripción del área.	23
2.7	Materiales utilizados en la construcción del lugar.	27
2.8	Propiedades térmicas de los materiales de construcción y aislamientos.	28
2.9	Balance térmico	31
2.9.1	Carga térmica generada a través de las paredes.	31
2.9.2	Carga térmica generada por ocupantes.	37
2.9.3	Carga térmica generada por alumbrado y equipo.	38
2.9.4	Carga térmica generada por infiltración.	38

2.9.5	Carga térmica generada por efecto solar.	39
2.10	Resumen de carga térmica total.	41

### **Capítulo 3 Diseño y cálculo de capacidad del sistema de climatización**

3.1	Introducción.	42
3.2	Cálculo del ciclo Psicométrico	42
3.3	Diagrama del sistema de aire acondicionado	43
3.4	Trazo del ciclo psicométrico	45
3.5	Calculo de capacidades de los equipos	46
3.5.1	Calculo de capacidad de equipo de aire acondicionado.	46
3.5.2	Calculo de capacidad de humidificador.	46
3.5.3	Calculo de caudal del extractor de aire.	46
3.6	Distribución del aire.	46
3.6.1	Perdidas de presión en sistema de conductos	46
3.6.2	Conexiones de conductos.	47
3.6.3	Dimensionamiento de ductos por método de igual fricción.	47
3.6.4	Dimensionamiento de ductos del sistema de aire acondicionado.	49
3.6.5	Dimensionamiento de ductos del sistema de extracción.	50
3.6.6	Dispositivos de difusión de aire.	51
3.6.7	Dimensionamiento de rejillas y difusores.	53
3.6.8	Dibujo del sistema de inyección y extracción de aire en el interior del área de quirófanos.	55

### **Capítulo 4 Selección de Equipos**

4.1	Calculo de caída de presión en los ductos de extracción.	59
4.2	Selección del equipo de aire acondicionado.	61
4.3	Selección del extractor de aire.	63
4.4	Sistema de filtros para aire acondicionado	65
4.5	Requerimientos del sistema de filtros para quirófanos.	66

### **Capítulo 5 Evaluación Económica**

5.1	Cuantificación de lámina en el sistema de ductos.	71
5.2	Cotización	73

Conclusión.

Bibliografía

Recomendaciones

Anexos

## INTRODUCCIÓN

El propósito de este proyecto es la de climatizar el área de quirófanos del Hospital Cesar Garayar Garcia de Iquitos donde se realizan intervenciones quirúrgicas, en la cual se requiere cierta calidad en el aire. Este proyecto se localiza en el departamento de Loreto, provincia de Maynas y distrito de Iquitos y su finalidad es cumplir la normativa vigente del MINSA para así poder ofrecer un servicio eficiente y de calidad para los pacientes.

Iquitos es una ciudad situada a 91 m.s.n.m al noreste del Perú, capital del departamento de Loreto; posee un clima tropical, cálido húmedo y lluvioso, en épocas de creciente forma a lo largo de sus ríos amazónicos cochas, posas, tipishcas y meandros, todas ellas son propicias para la proliferación de mosquitos y una biodiversidad de numerosas formas de vida.

El balance térmico y el estudio psicométrico que aquí se realiza, servirá para el cálculo y la selección de los equipos con los cuales se equiparan estos espacios especiales, razón por la cual es uno de los motivos que debe cumplir Normas establecidas para este tipo de aplicaciones del aire acondicionado.

Cabe mencionar que esta es una de las áreas en la cual el aire acondicionado tiene una de sus más grandes aplicaciones, que tienen que ver con lo más importante para el sector salud que son las vidas humanas, ya que este espacio debe de contar con una temperatura, humedad y pureza en el aire adecuada para llevar a cabo las intervenciones quirúrgicas, esta última de vital importancia ya que de ella depende que el local se mantenga estéril y limpia de bacterias y virus.

Como es sabido el clima de nuestra amazonia peruana tiene temperaturas extremas en las épocas de verano las cuales no son las óptimas para una sala de quirófanos en la cual la exigencia por las normas del MINSA es rigurosa, por ello este proyecto busca atender las exigencias que se requieren para este tipo de áreas.

## **OBJETIVOS**

### **OBJETIVO GENERAL:**

Diseñar un sistema de climatización para el área de quirófano del hospital Cesar Garayar García, localizado en la ciudad de Iquitos, con la finalidad de proporcionar las condiciones necesarias, exigidas por las normativas peruanas.

### **OBJETIVOS ESPECÍFICOS:**

- Cálculo de carga térmica y caudal de equipo de aire acondicionado y capacidad del extractor de aire, para mantener una presión positiva en las áreas a acondicionar y así evitar la infiltración de aire.
- Seleccionar el equipo de aire acondicionado y extractor de aire de acuerdo a las necesidades de nuestra sala de quirófanos.
- Distribución del aire, cálculo de las pérdidas de presión en el sistema y dimensionamiento de toda la red de ductos.

## **CAPITULO 1**

### **GENERALIDADES**

#### **1.1 HISTORIA DEL AIRE ACONDICIONADO**

La historia del aire acondicionado es la historia de Carrier y aunque no lo parezca hay mucho más de lo que pensamos detrás de esa comodidad que se disfruta un día cálido de verano o un día frío de invierno.

Cuando el Dr. Willis Carrier diseñó el primer sistema de aire acondicionado en 1902, su cliente era un frustrado empresario de Brooklyn, NY. Que no lograba imprimir una imagen decente a color debido a que los cambios de temperatura y humedad afectaban las dimensiones y la alineación de las tintas.

Por casi dos décadas, la invención de Carrier, nos permitió controlar científicamente la temperatura y la humedad dentro de nuestro hogares, por lo general en esos momentos estaba dirigida a las maquinas, o a la industria más que a las personas.

No fue hasta 1906 que Carrier, siendo empleado de la Buffalo Forge Company, patentó su primer equipo como un aparato para tratar el aire.

Las industrias textiles del sur de los Estados Unidos fueron los primeros usuarios del nuevo sistema Carrier. La falta de humedad en el aire de la Chronicle Cotton Mill en Belmont, NC. Causaba exceso de electricidad estática provocando que las fibras de algodón se deshilaran y fueran difíciles de tejerlas. El sistema Carrier elevó y estabilizó el nivel de humedad para eliminar este problema. Acondicionó las fibras. La primera venta en el exterior de un sistema Carrier fue para una fábrica de seda en Yokohama, Japón en 1907.

En 1915 se formó la compañía Carrier Engineering e inició la fabricación de productos en 1922 después del logro más significativo en la industria, el equipo refrigerante centrífugo (chiller). El refrigerante centrifugado fue el primer método práctico de aire acondicionado para espacios amplios. Este logro por sí solo preparó el camino para el desarrollo de equipos que ofrecieron comodidad a escuelas, hospitales, oficinas, aeropuertos, hoteles y tiendas departamentales.

En 1924 acondicionar con frío hizo su debut en la tienda departamental J.L. Hudson en Detroit, Michigan. Los asistentes a la popular venta de sótano se sentían mareados por el calor debido a que el sistema de ventilación estaba obstruido. Estas ventas de sótano se hicieron más populares a partir de la instalación de tres refrigerantes centrifugados Carrier y tiempo después fueron instalados en toda la tienda.

Muchos norteamericanos disfrutaron la experiencia del aire acondicionado en los cines por primera ocasión, ya que los propietarios instalaron los equipos para aumentar la asistencia durante los cálidos y húmedos días de verano.

“El equipo de aire acondicionado está revolucionando la industria del cine en Houston” menciona Will Horowitz, Jr. Propietario de un teatro que pidió a Carrier enfriar el Palace, donde se ubicaban los teatros Texan e Iris en 1924. “los asistentes mostraban su regocijo al entrar”.

Los propietarios de negocios más pequeños deseaban competir con los grandes almacenes, así que Carrier desarrollo una unidad pequeña de aire acondicionado a finales de años 20. 1929 fue un pequeño paso para el futuro desarrollo del equipo doméstico “Weathermaker” que enfriaba, calentaba, humedecía, limpiaba y circulaba el aire en los hogares, pero la gran depresión rápidamente puso término a esta posibilidad.

El iglú presentado por Carrier en la Feria Mundial de 1939 pretendía ofrecer a los visitantes una visión del futuro con aire acondicionado, pero fue hasta después de la Segunda Guerra Mundial que las ventas de esta pequeña unidad para casas y negocios se disiparon.

Actualmente en nuestra sociedad muchos productos y servicios vitales dependen del control del clima interno; la comida para nuestra mesa, la ropa que vestimos y la biotecnología de donde obtenemos químicos, plásticos y fertilizantes.

El aire acondicionado juega un rol importante en la medicina moderna, desde sus aplicaciones en cuidados de bebés y las salas de cirugía hasta sus usos en laboratorios de investigación.

Sin el control exacto de temperatura y humedad, los microprocesadores, circuitos integrados y la electrónica de alta tecnología no podrían ser producidos. Los centros computacionales dejarían de funcionar. Muchos procesos de fabricación precisa no serían posibles. El vuelo de aviones y de naves espaciales seria solo un sueño. Minerales valiosos no podrían ser extraídos desde la profundidad de la tierra y los arquitectos no podrían haber diseñado los enormes edificios que han cambiado la cara de las ciudades más grandes del mundo.

## **1.2 LEVANTAMIENTO DE LOS COMPONENTES DEL ESPACIO BAJO TRATAMIENTO.**

Para muchos casos más en donde se requiere el aire acondicionado; refrigeración en verano y calefacción en invierno se deberá efectuar un balance térmico que tendrá como base un levantamiento cuidadoso de los componentes del espacio bajo tratamiento.

Para una estimación realista de las cargas de refrigeración es requisito fundamental el estudio riguroso de los componentes de la carga en el espacio que va a ser acondicionado. Es indispensable en la estimación que el estudio sea preciso y completo no debiendo subestimarse su importancia. Forman parte de este estudio los planos de detalles arquitectónicos y mecánicos, croquis de localización y del terreno, y en algunos casos fotografías sobre aspectos importantes del local.

Este levantamiento es válido y necesario para comodidad y proceso industrial al quedar enmarcado dentro del siguiente criterio general, que en todo caso deben enmarcarse los aspectos físicos:

- 1) Orientación del edificio: situación del local a condicionar con respecto a:
  - a. Puntos cardinales: efectos del sol y viento.

- b. Estructuras permanentes próximas: efectos de sombra.
  - c. Superficies reflejantes: agua, arena, lugares de estacionamiento.
- 2) Uso del espacio: hospital, oficina, teatro, fábrica, taller, etc.
- 3) Dimensiones físicas del espacio: largo, ancho y alto.
- 4) Altura de cielo raso: altura de piso a piso, piso a cielo raso.
- 5) Columnas y trabes: tamaño, peralte, distribución y desarrollo.
- 6) Materiales de construcción: material, espesor y conductividad térmica de muros, losas, plafones, muros diversos y posición relativa en la estructura.
- 7) Condiciones de medio circulante: color exterior de muros y losas, sombreado por edificios adyacentes y marquesinas, espacios de áticos con ventilación o sin ella, ventilación forzada o natural, espacios adyacentes acondicionados o sin acondicionar, temperatura de espacio adyacente no acondicionado, piso sobre tierra, cimentación, etc.
- 8) Ventanas: tamaño y localización, marcos de madera o metal, crista simple o múltiple, tipo de persiana dimensiones de los salientes de las ventanas y distancia de la ventana al marco exterior de la pared.
- 9) Puertas: situación, tipo, dimensiones, y frecuencia de uso.
- 10) Escaleras, elevadores y escaleras mecánicas: localización, temperatura del espacio adyacente si no está acondicionado, potencia de los motores, con ventilación o sencilla.
- 11) Ocupantes: número, tiempo de ocupación naturaleza de su actividad, alguna concentración especial. Algunas veces es preciso estimar los ocupantes a base de metros cuadrados por persona o promedio de circulación.
- 12) Alumbrado o iluminación: carga máxima, tipo; incandescente, fluorescente, empotrada o expuesta. Si las lámparas son empotradas el flujo de aire sobre ellas, inyección, retorno o extracción deberá preverse.
- 13) Motores: situación, potencia nominal y empleo. Este último dato es muy importante y deberá valorarse cuidadosamente.

La potencia de entrada de los motores eléctricos no es necesariamente igual a la potencia útil, dividida por el rendimiento, frecuentemente los motores trabajan con una permanente sobrecarga o bien por debajo de su capacidad nominal. Es siempre medir la potencia consumida, cuando sea posible. Esto es muy importante en instalaciones industriales en la que la mayor parte de la carga térmica se debe a la maquinaria.

- 14) Utensilios, maquinaria comercial, equipo eléctrico: potencia indicada, consumo de



vapor o de gas, cantidad de aire extraído o necesario y su empleo. Puede obtenerse más precisión midiendo los consumos de energía eléctrica o gas durante las horas pico.

15) Ventilación: metros cúbicos por persona o por metro cuadrado.

16) Funcionamiento continuo o intermitente: si el sistema debe funcionar cada día laborable, durante la temporada de refrigeración o solamente en ocasiones, como ocurre en las iglesias o saleas de baile. Si el funcionamiento es intermitente hay que determinar el tiempo disponible para la refrigeración previa o pre enfriamiento.

### **1.3 CLASIFICACIÓN A LAS INSTALACIONES DE AIRE ACONDICIONADO**

#### **Instalaciones directas e indirectas.**

Los sistemas de acondicionamiento de aire se clasifican también en “*directas e indirectas*”. En el sistema directo el serpentín encargado del enfriamiento está colocado en la corriente de aire y está en contacto directo con el aire que hay que emplear en el enfriamiento. En el sistema indirecto se emplea agua que se enfría haciéndola pasar alrededor del evaporador y después se la hace pasar por un serpentín refrigerador o bien, por el contrario se le da salida por boquillas para que éstas la pulvericen sobre la corriente del aire.

El sistema indirecto es más seguro en las instalaciones grandes, porque el evaporador que contiene el refrigerante no está colocado en el conducto del aire, y si se produce un escape refrigerante éste no puede ser arrastrado por la corriente de aire. Sin embargo, en las unidades pequeñas, como las empleadas en los refrigeradores individuales de las habitaciones, es el sistema directo el que se emplea por lo general.

### **1.4 CONCEPTOS DE AIRE ACONDICIONADO.**

Es posible calcular en determinadas condiciones, valores promedio de las propiedades psicométricas del aire en las que el ser humano goza de máximo bienestar, las cuales son:

- 1.- La temperatura del aire.
- 2.- La humedad del aire.
- 3.-El movimiento del aire.
- 4.- La pureza del aire.

El acondicionamiento del aire como proceso consiste en tratar de regular simultáneamente temperatura, humedad, pureza y distribución, a fin de que se cumplan las condiciones exigidas por el espacio acondicionado en cualquier época del año.

Obtener una carga de enfriamiento es por lo general, más costoso que una de calentamiento. El tamaño de la unidad necesaria se determina con exactitud calculando la ganancia o pérdida de calor del área que se ha de acondicionar.

El aire acondicionado comprende calefacción, refrigeración, humidificación,

deshumidificación, ventilación, limpieza de impurezas y circulación del aire.

El aire seco tiene la siguiente composición:

Nitrógeno	78.03 %
Oxígeno	20.99 %
Argón	0.94 %
Bióxido de carbono	0.03 %
Hidrogeno	0.01 %

- **Temperatura del bulbo húmedo (TBH):** La temperatura de bulbo húmedo del aire es la temperatura medida por un termómetro cuyo bulbo se encuentra encerrado en una mecha o saco de tela húmeda.

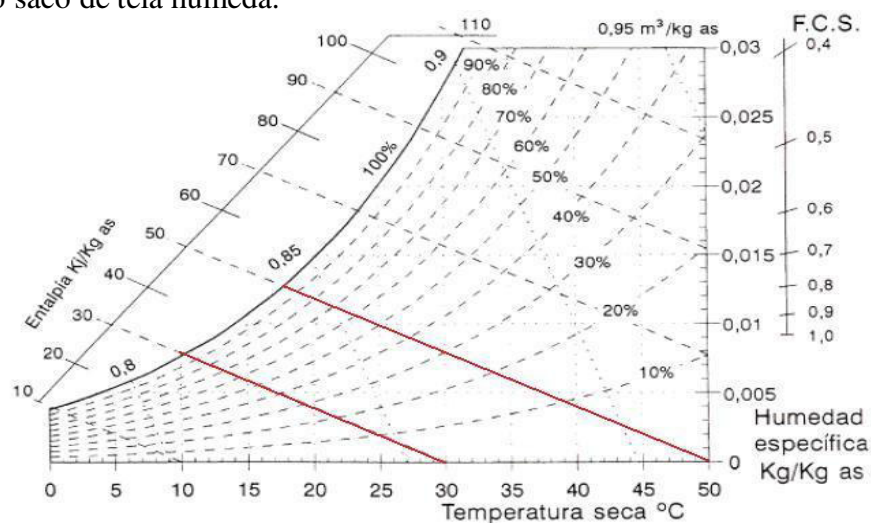


Fig. 1.1 Líneas que representan la temperatura de bulbo húmedo (TBH) en la carta psicométrica

- **Temperatura de bulbo seco (TBS):** Es la temperatura medida por un termómetro ordinario de bulbo seco y es la medida del calor sensible del aire expresado en °C o °F

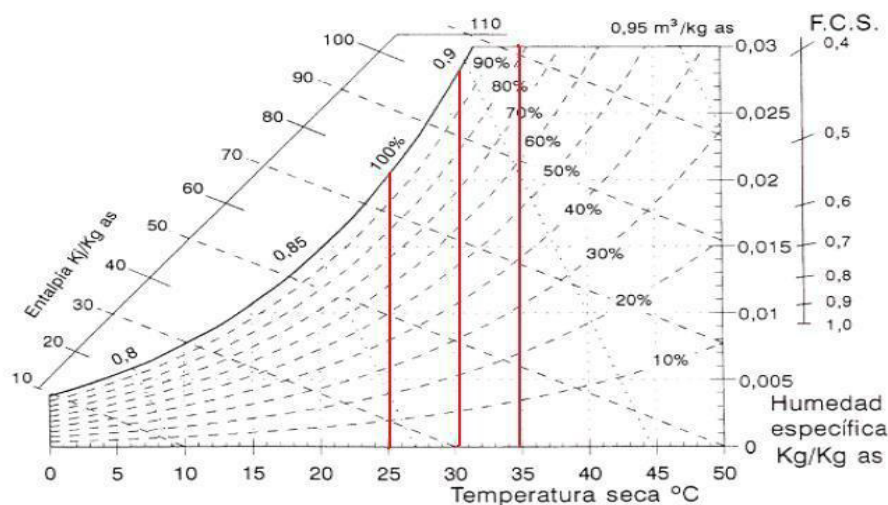


Fig. 1.2 Líneas que representan la temperatura de bulbo seco (TBS) en la carta psicométrica

- **Humedad relativa (HR):** Expresada en porciento, es la relación de la masa de vapor de agua por pie cúbico de aire, con relación a la masa de vapor de agua contenido en un pie cúbico de aire saturado a la misma temperatura.

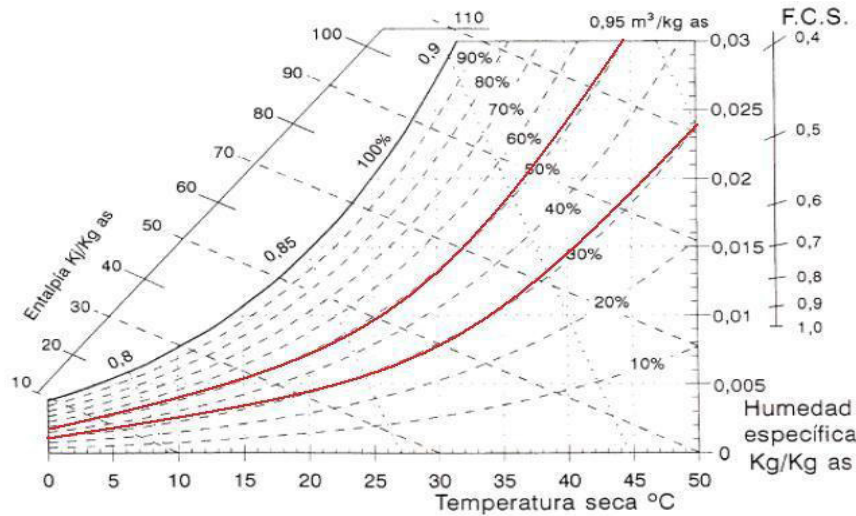


Fig. 1.3 Líneas que representan la humedad relativa (HR) en la carta psicométrica

- **Humedad absoluta o humedad específica (W):** Se llama humedad absoluta o específica del aire a la cantidad de vapor de agua que contiene un aire seco en suspensión y se expresa en libras de vapor de agua por cada libra de aire seco ( $lb_{va}/lb_{as}$ ) o en granos de vapor de agua por cada libra de aire seco o en kilogramos de vapor de agua por cada kilogramo de aire seco ( $Kg_{va}/Kg_{as}$ ).  $1 lb_{va}$

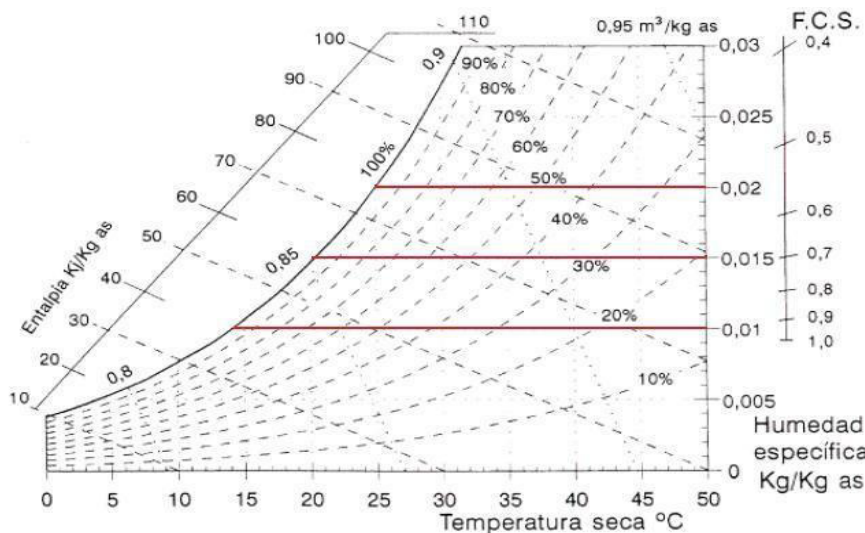
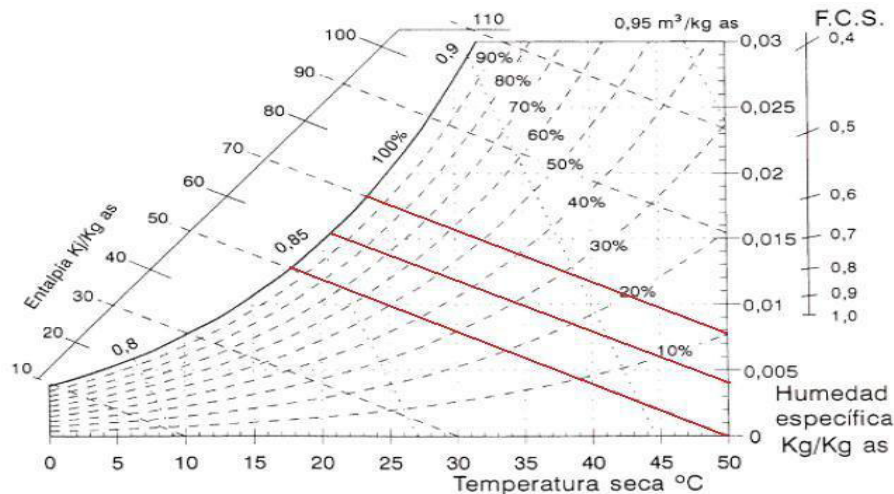


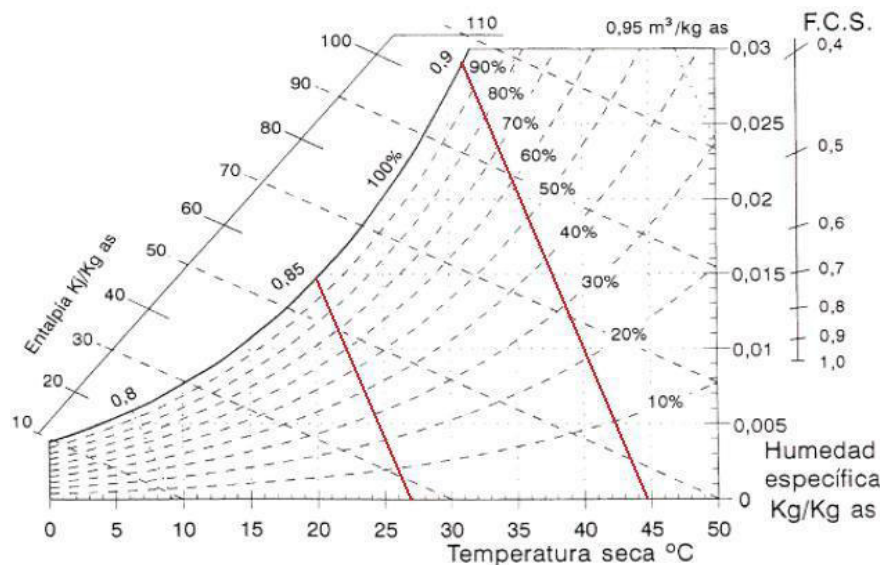
Fig. 1.4 líneas que representan la humedad absoluta o específica (W) en la carta psicométrica

- **Entalpia (h):** Es la suma del trabajo de flujo más la energía interna. Es la cantidad de calor contenida en el aire. La entalpía del aire es igual a la suma de la entalpía del aire seco, más la entalpía del vapor de agua contenido en la mezcla, su punto de referencia es generalmente  $0^{\circ}C$  ( $32^{\circ}F$ )



**Fig. 1.5** Líneas que representan la entalpía (h) en la carta psicrométrica

- **Volumen específico (V):** Es el volumen ocupado por la unidad de masa de una sustancia en condiciones específicas de presión y temperatura.



**Fig. 1.6** Líneas que representan el volumen específico (V) en la carta psicrométrica

- **Refrigeración:** Es la técnica para la remoción de calor de un cuerpo o sustancia para llevarlo a una temperatura menor, por debajo de la temperatura del medio ambiente.
- **Tonelada de refrigeración:** es un término del sistema ingles de unidades que se usa para definir y medir la producción de frío. La cual se define como la cantidad de calor suministrada para fundir una tonelada de hielo (2000 lb) en 24 horas, esto es basado en el concepto de calor latente de fusión (144 Btu/lb).

$$2,000 \text{ lb} \times 144 \text{ Btu/lb} \times \text{día}/24 \text{ hr} = 1 \text{ T.R.}$$

Por consiguiente una tonelada de refrigeración = 12,000 Btu/hr.

- **Presión atmosférica:** La atmósfera alrededor de la Tierra, que está compuesta de gases como el oxígeno y nitrógeno, se extiende muchos kilómetros sobre la superficie.

El peso de esta atmósfera sobre la Tierra crea la presión atmosférica. Con el objeto de estandarizar y como referencia básica para su comparación, la presión atmosférica al nivel del mar ha sido universalmente aceptada y establecida a 1.03 kilogramos fuerza por centímetros cuadrado (14.7 libras por pulgada cuadrada), lo cual es equivalente a la presión causada por una columna de mercurio de 760 milímetros de alto (92.92 pulgadas). En lugares más altos del nivel del mar, la altitud de la capa atmosférica que existe sobre la Tierra es menor y por lo tanto la presión atmosférica disminuye.

- **Carga de transmisión de calor “Q”.**- Es la cantidad de calor fluyendo después de considerar todos los factores que intervienen en un balance térmico ya descritos anteriormente

La ecuación básica de transmisión de calor a través de una barrera es:

$$Q = U \times A \times T \text{ (Btu/hr)}$$

- **Coefficiente global de transferencia de calor “U”.**- Es definido como la cantidad de calor transmitido a través de un material o miembro estructural compuesto de paredes paralelas. El factor U como se llama comúnmente, es el coeficiente de transferencia de calor que resulta después de considerar los efectos de conductividad, conductancia, y coeficientes peliculares superficiales, y se expresa en términos de (Btu / h x pie<sup>2</sup> x °F) y se aplica a estructuras compuestas tales como paredes, techos, etc.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_{int}} + \sum_{n=1}^{n=N} \frac{1}{R} + \frac{1}{f_{ext}}}$$

- **Conductividad térmica “k”.**- La conductividad térmica “k” se define como la cantidad de transmisión de calor que pasa a través de un material por pulgada de espesor y está dada en unidades de: (Btu-pulg. / h x pie<sup>2</sup> x °F).

Donde los diferentes materiales ofrecen diferente resistencia al flujo de calor.

- **Conductancia térmica “C”.**- La conductancia térmica “C” es similar a la conductividad térmica, excepto que es un factor total de transmisión de calor para un espesor de material dado, en cambio de conductividad térmica “k”, que es un factor por pulgada de espesor. La ecuación es similar: (Btu / h x pie<sup>2</sup> x °F)
- **Resistencia pelicular superficial “f”.**- La transferencia de calor a través de un material es afectado por la resistencia superficial al flujo de calor, esta es determinada por el tipo de superficie, rugosa o lisa, su posición vertical u horizontal, sus propiedades reflejantes, la cantidad de flujo de aire sobre la superficie.

Conductancia superficial pelicular usualmente denominada f<sub>i</sub> la cantidad interior y f<sub>o</sub> la exterior, es similar a la conductancia.

Sin embargo en la refrigeración son paredes aislantes, la conductividad es muy baja y la resistencia pelicular tiene poco efecto y por consiguiente puede ser omitida en los cálculos.

Las ecuaciones para determinar el coeficiente de película “f” se mencionara más adelante.



## 1.5 CICLO BÁSICO DE REFRIGERACIÓN

Para nuestro estudio y para efectos prácticos se analizará el sistema de refrigeración por compresión de vapor.

El sistema consiste básicamente en cuatro dispositivos indispensables para conseguir un ciclo termodinámico cerrado y varios equipos auxiliares sin ser absolutamente necesarios.

La figura siguiente representa el diagrama de flujo de todos los componentes del sistema, así como también ilustra el proceso de condensación y el reciclado total de la sustancia de trabajo, llamado refrigerante.

El refrigerante en estado líquido sale del condensador y se dirige a la válvula de expansión. Dicha válvula hace pasar el refrigerante a través de un orificio muy pequeño provocándole una fuerte pérdida de presión llevándolo de este modo al refrigerante a una presión y temperatura inferior entrando en ese estado en el evaporador. Una vez que se encuentra en el interior del evaporador el refrigerante comienza a hervir debido al calor que absorbe del medio circulante, normalmente aire y/o agua, hasta pasar todo a estado gaseoso. Todo este proceso se debe a que la temperatura a la cual se evapora el refrigerante es muy baja. El gas se dirige entonces al compresor donde es aspirado de nuevo por éste y dando comienzo un nuevo ciclo. El siguiente diagrama muestra el recorrido que realiza el refrigerante a través del sistema.

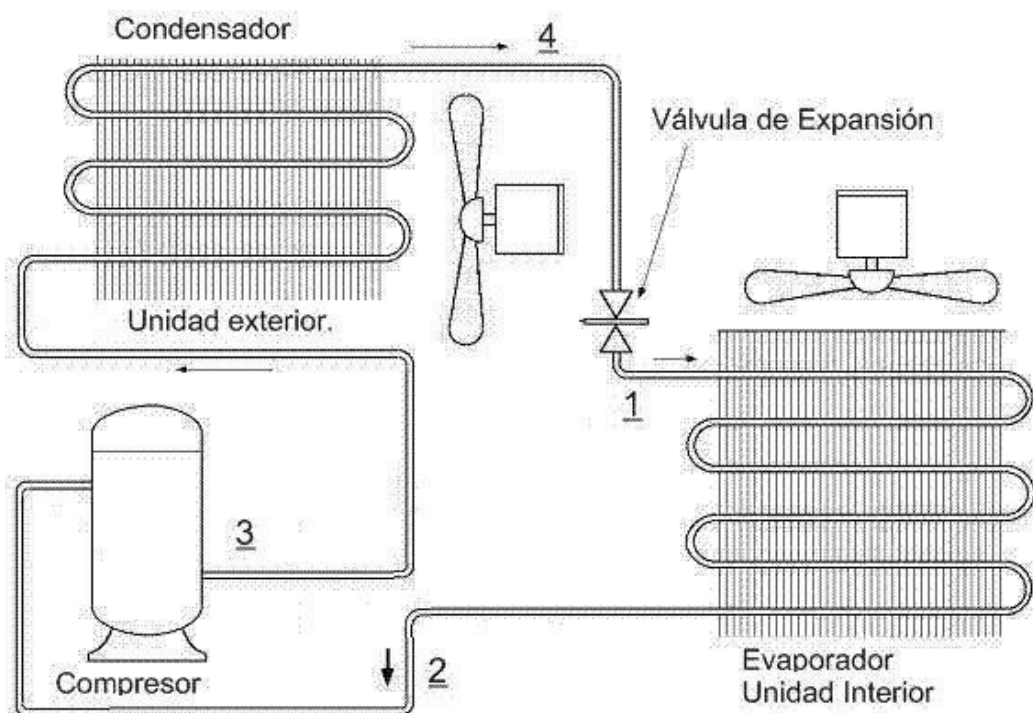
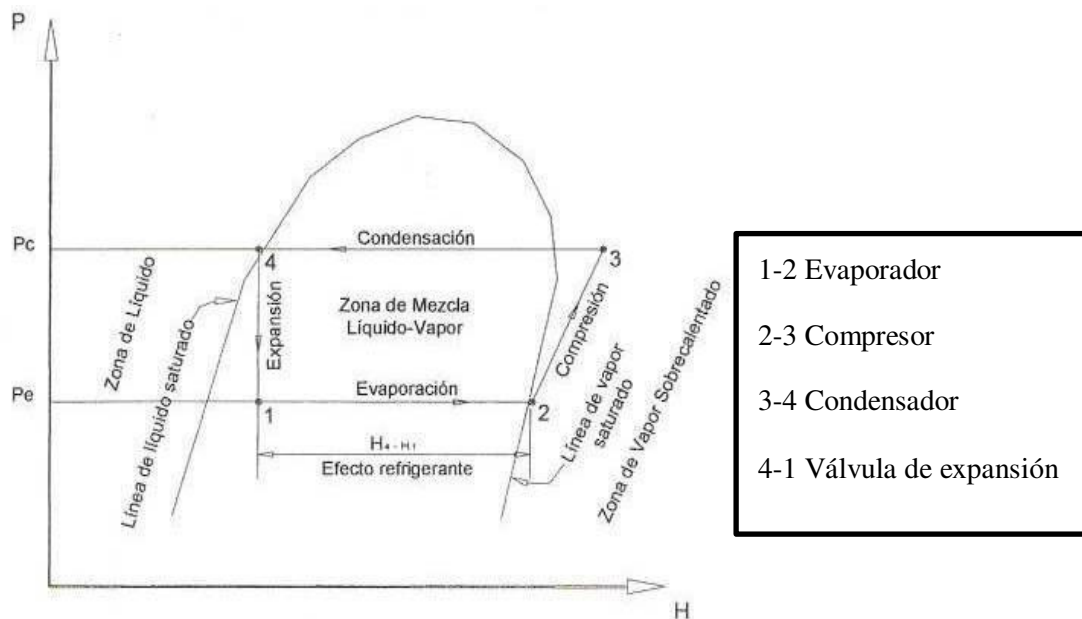


Fig. 1.7 Ubicación de las partes principales del sistema de refrigeración



**Fig. 1.8 Diagrama Presión (P)- Entalpía (h)**

### 1. Válvula de Expansión

Es un dispositivo de diseño especial que dosifica y controla automáticamente el flujo del refrigerante en la línea de líquido al evaporador, haciendo que la presión del refrigerante disminuya

### 2. Evaporador

La forma y el modelo de serpentín dependen del tipo de enfriamiento deseado, ya que en su interior circula el refrigerante el cual mediante la absorción del calor del medio que lo rodea se transforma del estado líquido al estado de vapor.

### 3. Compresor

El compresor puede ser de tipo recíproco, centrífugo o rotatorio, el cual tiene por objetivo elevar la temperatura del gas refrigerante a un valor tal que su punto de condensación sea superior a la temperatura de los medios disponibles para que se realice la condensación.

La construcción y aplicación de este compresor también está en función del refrigerante manejado.

### 4. Condensador

Consta de un serpentín destinado a transformar el vapor refrigerante de alta presión, que proporciona el compresor, en líquido refrigerante a la misma presión, mediante el contacto con aire y/o agua del medio ambiente. Al igual que los otros dispositivos también existen diferentes tipos de condensadores.

## **1.6 TRATAMIENTO DE AIRE Y VENTILACIÓN PARA UNIDADES MÉDICAS Y DE PRESTACIONES SOCIALES.**

La ingeniería electromecánica tiene entre sus especialidades la referencia al acondicionamiento de aire, la misma que para su implementación, requiere de personal técnico especializado con el conocimiento y experiencia en la aplicación de criterios normativos con tecnología de punta y ahorro de energía en sistemas y equipos electromecánicos, que en esta disciplina requiere el sector salud para atender a sus necesidades de ambientes limpios y cálidos.

Este punto tiene como objetivo proporcionar al especialista de la rama de la ingeniería electromecánica los lineamientos generales y criterios normativos de observación obligatoria para los proyectos de acondicionamiento de aire y ventilación en las áreas que integran las unidades médicas y no médicas (administrativas, y de prestaciones sociales) del sector salud.

## **1.7 CRITERIOS GENERALES PARA ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y VENTILACIÓN EN EL SECTOR SALUD.**

El acondicionamiento de aire en unidades médicas y no médicas del sector salud tiene como finalidad cumplir con los siguientes objetivos específicos:

1. Control de temperatura.
2. Control de humedad.
3. Transporte y distribución de aire.
4. Calidad del aire (eliminación de polvos, olores, hollín, humos, hongos, gases, virus patológicos, bacterias, y ventilación).
5. Control de nivel de ruido.

De los cinco factores enunciados los tres primeros infieren directamente en el cuerpo humano, el cual experimenta la sensación de calor o frío cuando actúan de una manera directa sobre el mismo, especialmente cuando el organismo tiene una alteración causada por alguna enfermedad y se encuentra postrado en los diferentes servicios del hospital. Según el tipo de enfermedad, las condiciones ambientales interiores de los locales de las unidades médicas, deberán tener diferentes combinaciones de temperatura y humedad para el tratamiento y proporcionar una pronta recuperación del paciente; esos razonamientos han obligado a que el acondicionamiento del aire entre las demás disciplinas de la ingeniería electromecánica tenga especial importancia.



ESCALA DE TEMPERATURA EFECTIVA Y SU RELACION CONFORT - SALUD EN ESPACIOS CERRADOS. (Temp. Bulbo seco y 50% HR)				
NUEVA ESCUELA	SENSACIÓN		EFFECTOS FISIOLOGICOS	EFFECTOS EN LA SALUD
Temperatura a Efectiva	Temperatura	Confort		
43°C	LIMITE DE TOLERANCIA		CALENTAMIENTO O DE CUERPO	COLAPSO CIRCULATORIO
41°C	-----	-----	FALLA EN LA REGULACION	
39°C	Muy Caliente	Muy inconfortable	Incremento stress por sudoración y flujo de sangre	Incremento posibilidades Problemas Cardio Vasculares
36°C	Caliente	-----	-----	-----
33°C	Tibia	inconfortable	-----	-----
29°C	Ligeramente Tibia	-----	Regulación normal por sudoración y C. Vasculares	-----
25°C	Neutral	confortable	Regulación por Cambios Vasculares	Salud Normal
22°C	Ligeramente Fría	-----	-----	-----
18°C	Fría	Ligeramente inconfortable	Mayor pérdida de calor seco. Mas ropa, o hacer ejercicio	-----
14°C	Helada	-----	-----	Aumento de quejas en mucosa y piel secas: (<10 mmHg)
12°C	Muy Helada	inconfortable	Vaso-constricción en manos y pies. Temblores del cuerpo	-----
10°C	-----	-----	-----	Dolor muscular, deterioro en circulación Periférica

**Tabla. 1.1 Rangos aceptables en verano e invierno para personas sedentarias y con ropa ligera, de acuerdo con la norma ASHRAE 55-1981.**

La **tabla 1.1** muestra algunos de los principales factores a que afectan a sus ocupantes en el interior de los espacios acondicionados. Aunque conviene mencionar que a estos factores habrá que adicionarlos referentes a los problemas fisiológicos, psicológicos y al contexto social de cada paciente. Por otro lado algunos tratamientos utilizan medicamentos con sustancias químicas que alteran todos estos índices, lo cual no se puede predecir y están aún en estudio, para continuar o no con su ampliación.

En cuanto a la calidad del aire, este factor adquiere gran importancia en determinados locales por lo delicado de los tratamientos médicos que se llevan a cabo, mismos que demandan atmósferas interiores muy limpias y en algunos casos estériles.

De acuerdo con los índices y estudios efectuados en diferentes servicios de las unidades médicas, se ha encontrado que el control bacteriano inadecuado en el interior de los locales del hospital y debido a la sensibilidad de recién nacidos, parturientas, post operados y en enfermos graves, propicia una alta incidencia de infecciones que, en algunos casos, llegan a prolongar la estadía de los pacientes, con la consecuente carga moral de los mismos, e incremento en el costo de operación de unidad.

Por lo anterior, en todos los servicios médicos que requieran acondicionamiento de aire, se instalan bancos de filtros de baja, media y alta eficiencia, según el o los locales de que se trate.

Complementariamente, se debería vigilar el diseño y el balanceo de los sistemas de acondicionamiento de aire para crear y mantener presiones positivas y negativas en un área determinada con respecto a las adyacentes a ella, porque lo anterior constituye un medio efectivo para controlar el movimiento y dirección del aire. Por ejemplo: en áreas altamente contaminadas se debe mantener una presión negativa con respecto a las áreas circunvecinas; esta condición se logra extrayendo aire para inducir una corriente siempre hacia el interior, evitando que el aire viaje en dirección opuesta a la requerida. En las salas de operaciones se requiere el efecto contrario al mencionado, en otras palabras, habrá que mantener una sobrepresión en el interior de este local con respecto al área gris, extrayendo menos aire del que se inyecta.

En esta monografía se establece el criterio de que las inyecciones de aire en áreas ultra sensitivas (sala de operaciones, salas de expulsión, etc.), se realicen en las partes altas y las extracciones en las partes bajas y opuestas a las anteriores, con objeto de inducir una corriente descendente de aire limpio y/o estéril.

## **1.8 DESCRIPCIÓN DEL SERVICIO DE CIRUGÍA Y SALA DE EXPULSIÓN**

Es el servicio auxiliar de tratamiento encargado de otorgar la atención adecuada a los pacientes que para su tratamiento requieren que les practiquen una intervención quirúrgica integrado, mismo que requieren de una atmosfera interior totalmente estéril, por lo que las condiciones de diseño tanto de temperatura, humedad, calidad del aire distribución y gradientes de presión, contenidos bajo la norma deberán obligatoriamente ser mantenidos antes, durante y después de cada operación. El personal médico y paramédico que interviene en estos servicios, deberá seguir los lineamientos de circulación hacia los diferentes locales, con el objeto de no crear alteraciones en las aéreas estériles, y utilizar la ropa, protección instrumental y medicamentos que entregue la central de esterilización.

## **1.9 SOLUCIÓN DE ESTA NECESIDAD.**

Para dar solución a esta necesidad y hacer un diseño de un sistema de acondicionamiento de aire, la primera etapa consiste el realizar un estudio llamado Balance Térmico, entendiéndose como tal al análisis de todos aquellos conceptos que puedan modificar la temperatura de un local. Este Balance Térmico se realizara durante el verano ya que es la

estación más desfavorable para nuestro proyecto, considerando los elementos que concurran a la hora más desfavorable por lo que respecta a las condiciones del medio ambiente exterior.

Los conceptos que deben analizarse en este Balance Térmico son las siguientes:

1. Carga térmica generada a través de paredes, ventanas, pisos y techos.
2. Carga térmica generada por ocupantes.
3. Carga térmica generada por alumbrado.
4. Carga térmica generada por equipos.
5. Perdidas por infiltración de aire.

Después de haber realizado el cálculo de balance térmico se tiene que realizar el cálculo y selección del equipo que cubra todas las necesidades del local, esta debe de ser una Unidad Manejadora de Aire tipo Multizona dotados de un sistema de filtros para dar al aire la pureza requerida. Una vez seleccionado el equipo se diseñara el sistema de ductos para la distribución del aire dentro del local con velocidades adecuadas para mantener un flujo laminar siguiendo la normatividad y seleccionando los accesorios necesarios para su difusión entre ellos rejillas de inyección y de extracción de aire que produzcan un nivel de ruido aceptable para área de quirófanos.

Además del equipo de aire acondicionado, se tiene que calcular y diseñar un sistema de extracción de aire que brinde al local el número de renovaciones por hora que dicta la norma y que logre mantener una presión positiva del 20% de este local con respecto a las áreas anexas

## **1.10 CONDICIONES DE DISEÑO**

Condiciones climatológicas en verano.

### **1.10.1 CONDICIONES EXTERIORES DEL LOCAL**

**Ubicación:** Aguirre 1710, Iquitos – Maynas - Loreto

**Latitud Sur:** 0°01'48" y 08°42'

**Longitud Oriente:** 69°56'05" y 77°48'20"

**Altura:** 91 m.s.n.m.

**Presión Barométrica:** 751 mmHg. (29.57 pulg. Hg).

**Velocidad del aire exterior:** 3.0 m/seg = 6.71 MPH

**Humedad relativa:** 80%

**Temperatura de bulbo Seco:** 95 °F

**NOTA:** Los valores anteriores están convertidos en °F y son tomados de la página web del SENAMHI.

### 1.10.2 CONDICIONES INTERIORES DEL LOCAL

**Humedad Relativa:** 50%

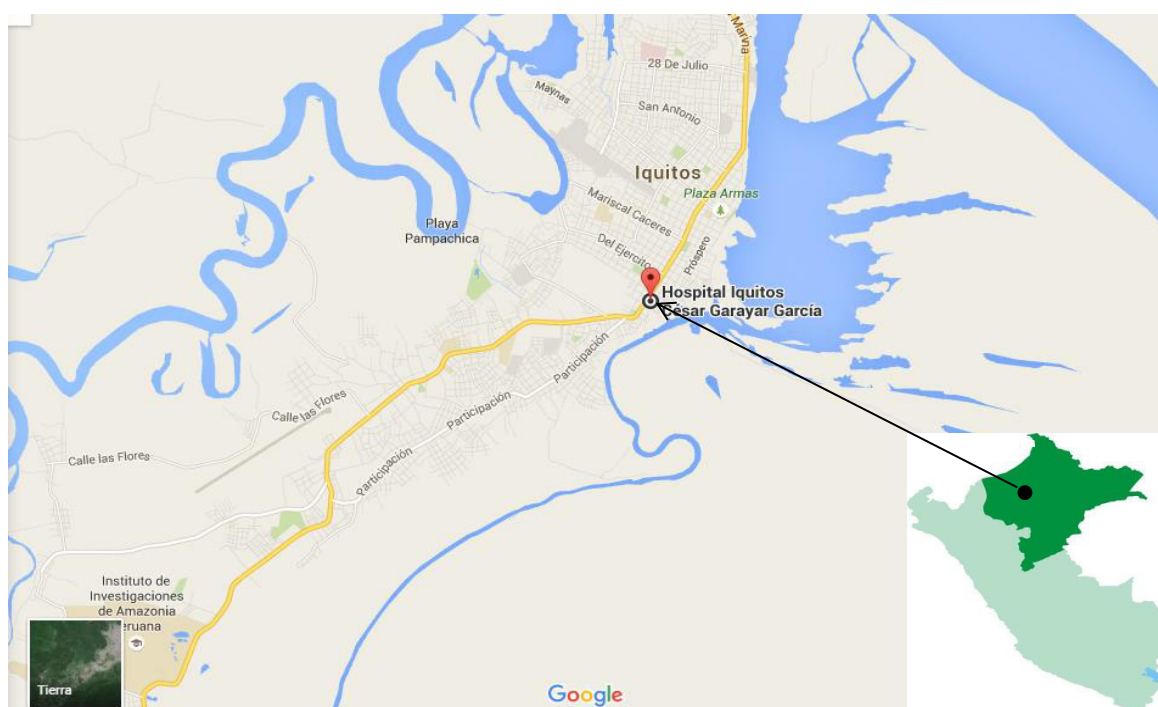
**Temperatura de Bulbo Seco:** 71.6 °F

**Velocidad del aire interior:** 0.2 m/seg = 0.23 MPH

**NOTA:** La temperatura y humedad relativa para el interior del quirófano son tomados de la **Norma Técnica de Salud para Infraestructura y Equipamiento de Establecimientos de Salud II-1 y II-E**. Que son las recomendadas para este tipo de locales.

### 1.10.3 UBICACIÓN GEOGRÁFICA DEL LOCAL

El Hospital Iquitos “César Garayar García”, se encuentra ubicado en la localidad de Iquitos, ciudad situado al noreste del Perú capital del departamento de Loreto, posee un clima tropical; cálido húmedo y lluvioso, en épocas de creciente forma a lo largo de sus ríos amazónicos cochas, posas, tipishcas y meandros todas ellas son propicias para la proliferación de mosquitos y una biodiversidad de numerosas formas de vida.



## CAPITULO 2

### MARCO TEÓRICO

#### 2.1 INTRODUCCIÓN

El balance térmico es la cuantificación de la cantidad de calor que se necesita absorber o suministrar a un espacio a acondicionar, es la relación entre entradas y salidas de energía térmica para mantener en el ambiente interior del lugar unas condiciones de temperatura y humedad definidas para dar comodidad o para un proceso industrial.

Los factores que más influyen sobre las instalaciones de aire acondicionado son; el uso que va a tener el local, las condiciones ambientales (temperatura y humedad relativa del aire exterior) la radiación solar, la iluminación eléctrica ambiental del interior del lugar, el número de personas que ocupan el local y algo que es muy relevante, la actividad desarrollada por los ocupantes dentro del área acondicionada.

Por todo ello suele establecerse ciertas diferencias en cuanto a diseño entre los lugares ideados y las aplicaciones que van a tener: para este caso el presente proyecto trata sobre un lugar donde se realizan intervenciones quirúrgicas, un “área de quirófanos” de un hospital. El área de quirófanos es un espacio destinado a acoger por tiempo limitado a un grupo de personas, profesionales en el área de la medicina, durante el tiempo que realizan la labor antes mencionada, que desarrollan por lo general escasa actividad física, pero con un nivel de estrés que hace que sus cuerpos tiendan a liberar mucho calor.

Características peculiares de este tipo de áreas son que deben ser habitaciones en las cuales el aire de inyección debe ser completamente limpio, con un nivel de pureza muy alto, donde se permite solamente la inyección de aire y no existe retorno del mismo, sino la extracción de este en un cierto número de veces por hora, manteniendo dentro del local una presión positiva para así evitar infiltraciones, y lograr que agentes externos puedan contaminarla. También se debe mantener un nivel de ruido muy bajo que debe compatibilizarse con la ausencia total de corrientes de aire, donde la forma de inyectar y extraer el aire tiene ciertas especificaciones que se deben seguir.

#### 2.2 BALANCE TÉRMICO

El balance térmico general de cualquier lugar, se calcula sumando las entradas y salidas de energía térmica totales producidas por la transmisión de calor a través de paredes, calor generado por iluminación artificial y equipo, número de ocupantes, infiltración y radiación solar, cada uno de estos factores se calcula individualmente y al final se suman todos los valores obtenidos.

A continuación se muestra como se calcula cada una de las cargas térmicas.

##### 2.2.1 CARGA TÉRMICA GENERADA A TRAVÉS DE LAS PAREDES

Esta carga térmica es calculada para cada una de las paredes limitadoras, suelos, techos, puertas y ventanas del lugar acondicionado; el cálculo se realiza por medio de la siguiente expresión matemática (ecuación de Fourier).

$$Q = U \times A \times T \text{ (Btu/hr)}$$

Dónde:

**Q** = cantidad de calor transferido. (Btu/hr)

**A** = área expuesta al flujo de calor (pie<sup>2</sup>)

**U** = coeficiente de conductividad térmica global (Btu / pie<sup>2</sup> °F hr)}

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_{int}} + \sum_{n=1}^{n=n} \frac{1}{R} + \frac{1}{f_{ext}}}$$

En algunas ocasiones se utiliza el valor de la conductancia térmica (C), porque el espesor no varía, por lo cual podemos decir que el inverso del coeficiente de conductancia térmica equivale a tener el espesor ante el coeficiente de conductividad térmica, que es igual a la resistencia térmica, la cual es inversa al coeficiente de conductividad térmica.

$$\frac{1}{C} = \frac{e}{k} = R$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_{int}} + \sum_{n=1}^{n=n} \frac{1}{R} + \frac{1}{f_{ext}}}$$

Dónde:

**f** = es la película de aire que circula en la superficie de transferencia.

**f = 1.4 + 0.2V** Tipo de superficie muy lisa: vidrio acrílico liso, lámina de aluminio, lámina de latón, etc.

**f = 1.6 + 0.3V** Tipo de superficie lisa: madera lisa, aplanado de yeso, etc.

**f = 2.0 + 0.4V** Tipo de superficie moderadamente áspera: concreto, tabique rojo comprimido, aplanado de cemento.

**f = 2.1 + 0.5V** Tipo de superficie muy áspera: concreto sin afinar, tabique áspero, estuco, etc.

Dónde:

**V** = velocidad del aire (MPH).

**e** = espesor del material de construcción (pulg).

**k** = conductividad térmica del material de construcción (Btu-pulg. / hr pie<sup>2</sup> °F).

**C** = Conductancia térmica del material de construcción.

**R** = resistencia al flujo de calor.

**ΔT** = diferencia de temperaturas (°F).

$$\Delta T = T_{ext} - T_{req}$$

Dónde:

**T<sub>ext</sub>** = Temperatura del aire exterior ambiente.

**T<sub>req</sub>** = Temperatura interna requerida de comodidad.

## CALOR TRANSFERIDO A TRAVÉS DEL SUBSUELO

Para calcular la temperatura del subsuelo se aplica una media aritmética, ósea:

$$T_{\text{sub}} = (T_{\text{ext}} + T_{\text{req}}) / 2 \text{ así, } \Delta T_{\text{sub-int}} = T_{\text{sub}} - T_{\text{req}}$$

La expresión anterior también se utiliza para los locales o edificios colindantes.

Suelen existir variantes en las paredes, tales como espacios de aire los cuales también representan resistencia al flujo de calor, para ello, existen valores tabulados de conductancia térmica, según las condiciones de construcción, el valor obtenido de tablas se incluye en el coeficiente global “U”.

**R** = Resistencia al flujo de calor.

**C** = Conductancia térmica.

$$R = e / k \quad C = 1 / R = k / e \quad R = 1 / C = e / k$$

### 2.2.2 CARGA TÉRMICA GENERADA POR OCUPANTES

La ganancia de calor producida por los ocupantes del espacio a enfriar esta tabulada y depende de la propia actividad que las personas desarrollen dentro del espacio y de la temperatura de ese ambiente. La ganancia puede considerarse en dos partes.

- a) Ganancia de calor sensible ( $H_S$ ).
- b) Ganancia de calor latente ( $H_L$ ).

Para calcular esta carga térmica se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$Q_S = (\text{No. De ocupantes}) \times H_S$$

$$Q_L = (\text{No. De ocupantes}) \times H_L$$

Dónde:

$Q_S$  = Calor sensible transferido (Btu / hr).

$H_S$  = Calor sensible (Btu / hr).

$Q_L$  = Calor latente transferido (Btu / hr).

$H_L$  = Calor latente (Btu / hr)

CALOR SENSIBLE Y LATENTE POR PERSONA			
Esta tabla explica el valor de calor sensible (bulbo seco) y calor latente (bulbo húmedo) calor por persona que a contribuido a las habitaciones. El calor por persona se multiplica por el número de personas en cada habitación para determinar la carga sensible y latente debido a la gente. El siguiente cuadro reproducido en el Manual de ASHRAE Fundamentos (después del primer elemento de la lista, que es en realidad de Manual J) 1989 y 1997 ofrece valores de ganancia de calor sensible y latente sugeridos para un grupo mixto de ocupantes de diversas actividades.			
Grado de Actividad	Aplicación Típica	Calor Sensible (BTU/Hr)	Calor Latente (BTU/Hr)
Manual j 8Th recomendado	Residencia	230	200

Sentado en el teatro	Teatro matiné	225	105
sentado en el teatro	Noche de teatro	245	105
Sentados, trabajo muy ligero	Oficinas, hoteles, departamentos	245	155
Trabajos de oficina, moderadamente activos	Oficinas, hoteles, departamentos	250	200
De pie, trabajo ligero, caminar	Departamento de almacén, tienda al por menor, hospitales	250	200
Caminar	Farmacia, banco	250	250
Trabajo sedentario	Restaurante	275	275
Trabajo ligero (banco)	Fabrica	275	475
Baile moderado	Sala de baile	305	545
Caminar 3 mph; trabajo ligero de máquina	Fabrica	375	625
Bolos	Bolera	580	870
Trabajo pesado	Fabrica	580	870
Trabajo de maquinaria pesada; levantamiento.	Fabrica	635	965
Atletismo	Gimnasio	710	1090

**Tabla. 2.1 Calor sensible y latente generado por ocupantes según la ASHRAE**

### 2.2.3 CARGA TÉRMICA GENERADA POR ALUMBRADOS Y EQUIPOS

Todos los sistemas de iluminación, ya sean incandescentes o fluorescentes, básicamente transforman la energía eléctrica que reciben para su operación en calor, el cual se desprende en su totalidad y se disipa en el interior del espacio que se desea refrigerar, por lo tanto, el siguiente modelo matemático permite calcular la ganancia de calor generado por alumbrado y equipo.

- **Lámparas o focos incandescentes:**

$$Q_{\text{lamp inc}} = (\text{No. De lámparas}) \times (\text{watts de cada lámpara}) \times (3.415) \quad (\text{Btu / hr})$$

- **Lámparas o focos fluorescentes:**

$$Q_{\text{lamp fluo}} = (1.2) \times (\text{No. De lámparas}) \times (\text{watts de cada lámpara}) \times (3.415) \quad (\text{Btu / hr})$$

- **Los equipos eléctricos y electrónicos se calculan con la siguiente ecuación.**  
Maquinas accionadas por motores eléctricos que emplean parte de su energía consumida en vencer rozamientos, que a su vez se transforman en calor.

$$Q_{EE} = (3.415) \times (\text{watts de trabajo}) \quad (\text{Btu / hr})$$



1. Si el motor y la maquina accionada por él se encuentran en el interior del espacio climatizado, el calor cedido será igual al de la expresión siguiente:

$$Q_{\text{equipo}} = ( N / \eta ) \times ( 746 ) \times ( 3.415 ) \quad ( \text{Btu} / \text{hr} )$$

2. Si el motor esta fuera del espacio y la maquina accionada por él está en el interior del espacio, el calor desarrollado está dado por:

$$Q_{\text{equipo}} = ( N ) \times ( 746 ) \times ( 3.415 ) \quad ( \text{Btu} / \text{hr} )$$

3. Si el motor está dentro del espacio y la maquina accionada por él está fuera, el calor sensible está dado por:

$$Q_{\text{equipo}} = ( N / \eta - N ) \times ( 746 ) \times ( 3.415 ) \quad ( \text{Btu} / \text{hr} )$$

Dónde:

**Q** = calor transferido (Btu / hr).

**N** = potencia del motor eléctrico (HP).

**η** = rendimiento del motor eléctrico (%).

**746** = factor de conversión HP a Watts.

**3.415** = factor de conversión Watts a Btu/hr

#### 2.2.4 CARGA TÉRMICA GENERADA POR INFILTRACIÓN

En todos los lugares existe un paso continuo de aire exterior al interior a través de los orificios de puertas y ventanas; los cuales tienden a modificar la temperatura del ambiente a acondicionar.

Pero en este caso la norma nos dice que la sala de operaciones necesita una presión doble positiva, lo cual significa que debemos tener dos veces la presión atmosférica dentro de nuestro espacio, por lo tanto no se presenta infiltración a través de puertas y ventanas, esto nos lleva a que la ganancia de calor por infiltración sea nula.

#### 2.2.5 CARGA TÉRMICA GENERADA POR EFECTO SOLAR

Este cálculo se debe a la incidencia de los rayos solares y se calcula para las paredes y superficies afectadas en la hora crítica y únicamente en verano. Los rayos solares al incidir sobre los muros, techos, etc. De un espacio, originan su calentamiento, los cuales se determinan por las siguientes características:

- a) Textura en la superficie en la que incide.
- b) El ángulo de incidencia e intensidad de los rayos solares.
- c) La constante proporcional del color de la superficie.

Las características anteriores afectan la refracción de la radiación solar, lo cual puede ocasionar un aumento de la ganancia de calor en el interior del espacio por este concepto. Para este cálculo se requiere conocer la intensidad de la radiación solar, la cual varía con la geografía y la altura sobre el nivel del mar. Cuando se desconoce uno o varios de estos

factores, la ganancia por efecto solar se puede calcular suponiendo que el medio ambiente exterior tiene una temperatura superior a la real y se puede calcular con la expresión matemática general de transmisión de calor:

$$Q_{\text{efecto solar}} = A \times U \times \Delta T'$$

Dónde:

**Q<sub>efecto solar</sub>** = Ganancia de calor por efecto solar (Btu/hr).

**A** = Área afectada por los rayos solares (pie<sup>2</sup>)

**U** = Coeficiente de conductividad térmica (Btu / hr °F pie<sup>2</sup>)

**ΔT'** = Temperatura corregida por efecto solar (°F)

**ΔT'** = Temperatura exterior corregida – temperatura requerida interior

Temperatura exterior corregida = temperatura exterior + incremento

Para obtener el valor del incremento de temperatura se consulta la siguiente tabla.

Tipo de superficie	Incremento °F
Muros claros al oriente	15
Muros claros al poniente	30
Muros claros al sur	20
Muros claros al norte	0
Ventanas al oriente	25
Ventanas al poniente	40
Ventanas al sur	50
Techos horizontales claros	45
Tragaluces horizontales	60

**Tabla. 2.2 Incremento de temperatura por efecto solar**

El balance térmico debe efectuarse a la hora más desfavorable por lo que respecta a las condiciones del medio ambiente exterior.

La hora más desfavorable durante el verano es de las 12 a las 14 hrs. p.m.

Cuando los sistemas no trabajan durante las 24 horas del día se tomaran las condiciones más críticas durante las horas de servicio.

Para nuestro proyecto de climatización, por encontrarse en la ciudad de Iquitos, departamento de Loreto el cual posee un clima cálido y lluvioso, con temperatura media anual máxima es de 31°C (88°F) y la media anual mínima de 21°C (70°F) se tomara en cuenta para nuestros cálculos la temperatura desfavorable solo en verano y no en invierno, por tener un clima caluroso durante todo el año.

### 2.3 CONDICIONES DE DISEÑO INTERIORES PARA DIVERSAS ÁREAS DE UN HOSPITAL.

En la siguiente tabla se muestran las condiciones de diseño de interiores para algunas áreas de las unidades médicas del sector salud, entre ellas se encuentra la “sala de operaciones o

quirofano” que muestra las condiciones que se deben de cumplir.

LOCALES	T. bs. ° C	HUMEDAD RELATIVA (%)	AIRE VENT. M3/h /PERS.	PRESION
Sala de operaciones	22	50	20 C/HR.	Doble positiva
Sala de expulsión	22	50	20 C/HR.	Doble positiva
Área blanca	24	50	-	Triple positiva
Área gris	24	50	-	Negativa
Área negra	24	50	-	Negativa
B. y Vestidores	24	50	-	Cero
Trabajo de parto	24	50	-	Cero
Recuperación	24	50	-	Cero
Labor	24	50	-	Cero
Preparación	24	50	-	Cero
C.E.Y.E	24	50	-	Positiva
Anestesista	24	50	-	Negativa
Sala de juntas	24	50	-	Positiva
Sanits. Interiores	-	-	20 A 30 C/HR.	Negativa

**Tabla. 2.3 Cuadro de condiciones interiores para las diferentes establecimientos de salud según las normas del MINSA**

## 2.4 REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

Deberá utilizarse Unidad Manejadora de Aire tipo Multizona con Bancos de Filtros Metálicos, Filtros de Bolsa o Cartucho y Filtros Absolutos de 30, 60 y 99.997 % respectivamente de eficiencia según **Norma ASHRAE 52-1-92**.

Las rejillas de extracción de aire en cada una de las salas anteriores deberán localizarse a 0.30 m sobre el nivel del piso terminado en el muro opuesto a la inyección y la trayectoria del ducto correspondiente, será por una falsa columna destinado para tal fin.

Los difusores de inyección de aire deberán localizarse a 0.30 m debajo del nivel del techo.

La extracción mecánica de aire, para mantener presiones positivas en los dos ambientes será realizada por un solo ventilador.

## 2.5 DATOS DE LEVANTAMIENTO.

### DATOS DE DISEÑO

Condiciones Exteriores		
T <sub>BS</sub> °F	T <sub>BH</sub> °F	H <sub>R</sub> %
95	89.2	80

**NOTA:** Los valores anteriores están convertidos en °F y son tomados de la página web del SENAMHI.

Condiciones Interiores	
T <sub>BS</sub> °F	H <sub>R</sub> %
71.6	50

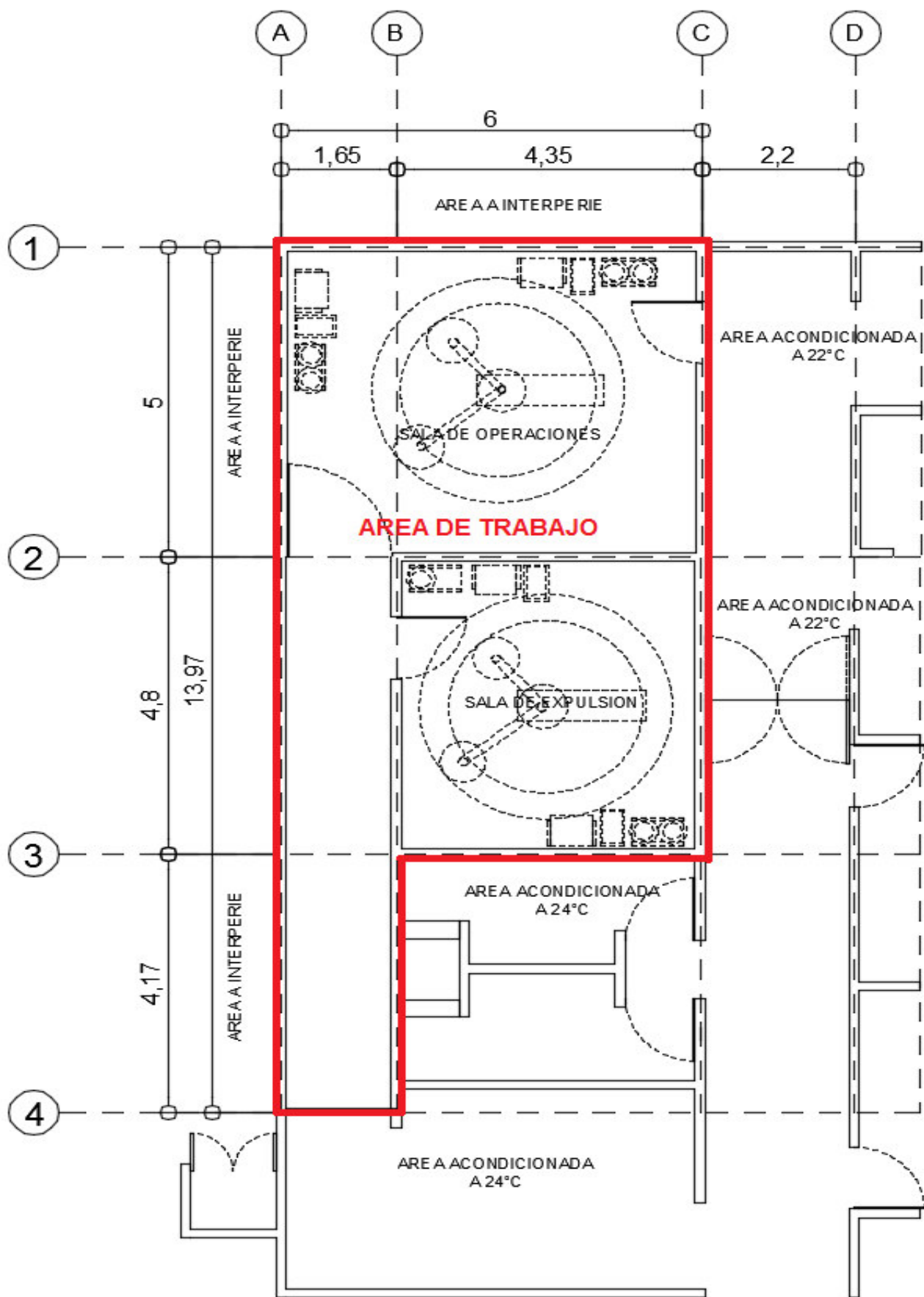
**NOTA:** La temperatura y humedad relativa para el interior del quirófano son tomados de la **Norma Técnica de Salud para Infraestructura y Equipamiento de Establecimientos de Salud II-1 y II-E**. Que son las recomendadas para este tipo de locales.

## 2.6 DESCRIPCIÓN DEL ÁREA

El espacio a acondicionar será utilizado todos los días, durante las 24 horas, todo el año, y debe estar preparado para cualquier emergencia que exija el uso del área de quirófanos. Las dimensiones y orientación del local se detallan a continuación y en los planos anexos en las páginas siguientes.

### Dimensiones:

DESCRIPCION	AREA	
AREA DE TECHO	$65.68 \text{ m}^2$	$706.97 \text{ pie}^2$
AREA DE PARED NORTE	$(6 \text{ m}) (3.6 \text{ m}) = 21.6 \text{ m}^2$	$232.50 \text{ pie}^2$
AREA DE PARED OESTE	$(13.97 \text{ m}) (3.6 \text{ m}) = 50.29 \text{ m}^2$	$541.32 \text{ pie}^2$
AREA TOTAL DE PAREDES EXTERIORES	$(21.6 \text{ m}^2 + 50.29 \text{ m}^2) = 71.89 \text{ m}^2$	$773.82 \text{ pie}^2$
AREA DE PAREDES INTERIORES COLINDANTES CON AREA ACONDICIONADA A 22°C (71.6°F)	$(4.8 \text{ m} + 5 \text{ m}) (3.6 \text{ m}) = 35.28 \text{ m}^2$	$379.75 \text{ pie}^2$
AREA DE PAREDES INTERIORES COLINDANTES CON AREA ACONDICIONADA A 24°C (75.2°F)	$(1.65 \text{ m} + 4.17 \text{ m} + 4.35 \text{ m}) (3.6 \text{ m}) = 36.61 \text{ m}^2$	$394.07 \text{ pie}^2$
AREA DEL PISO	$65.68 \text{ m}^2$	$706.97 \text{ pie}^2$
AREA DE PUERTAS COLINDANTES CON AREA ACONDICIONADA A 22°C (71.6°F)	$(2 \text{ puertas}) (2.5 \text{ m} \times 1.5 \text{ m}) = 7.5 \text{ m}^2$	$80.83 \text{ pie}^2$
NÚMERO DE PERSONAS EN EL INTERIOR DEL LOCAL (AFORO)	7	



### PLANO ARQUITECTONICO

Fig. 2.1 Plano arquitectónico del área de quirófano

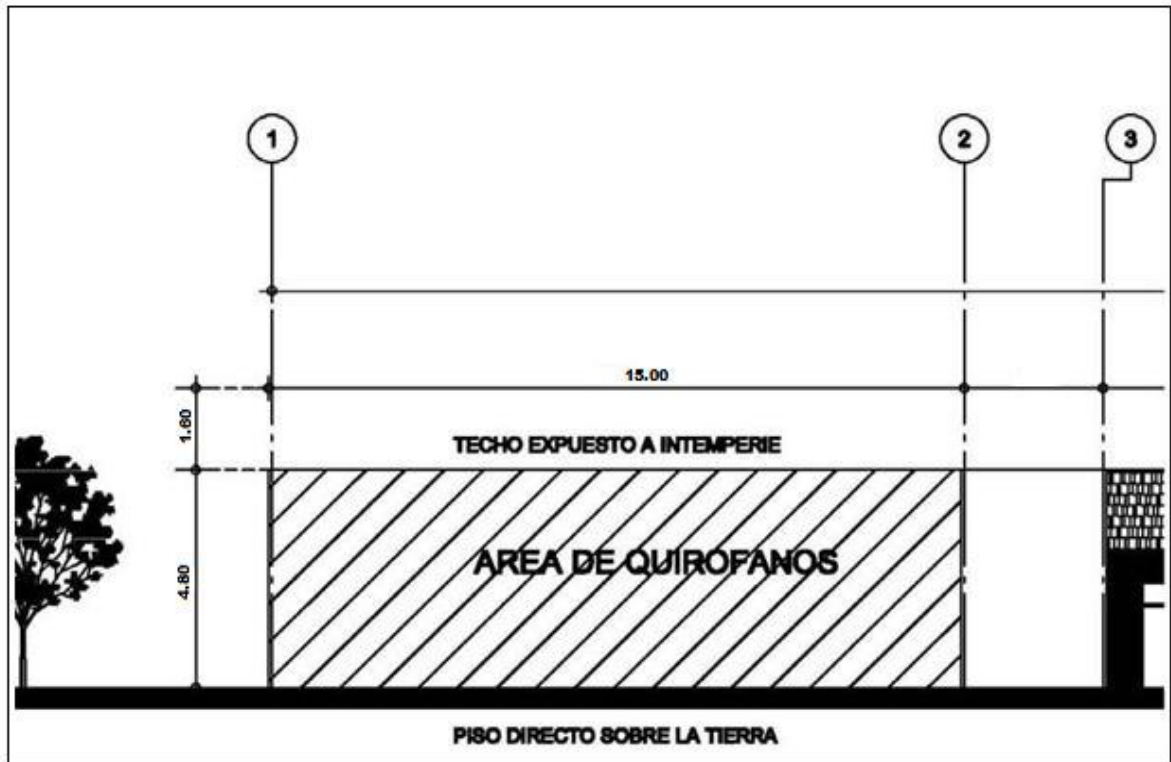


Fig. 2.2 Vista de pared oeste del área de quirófanos.

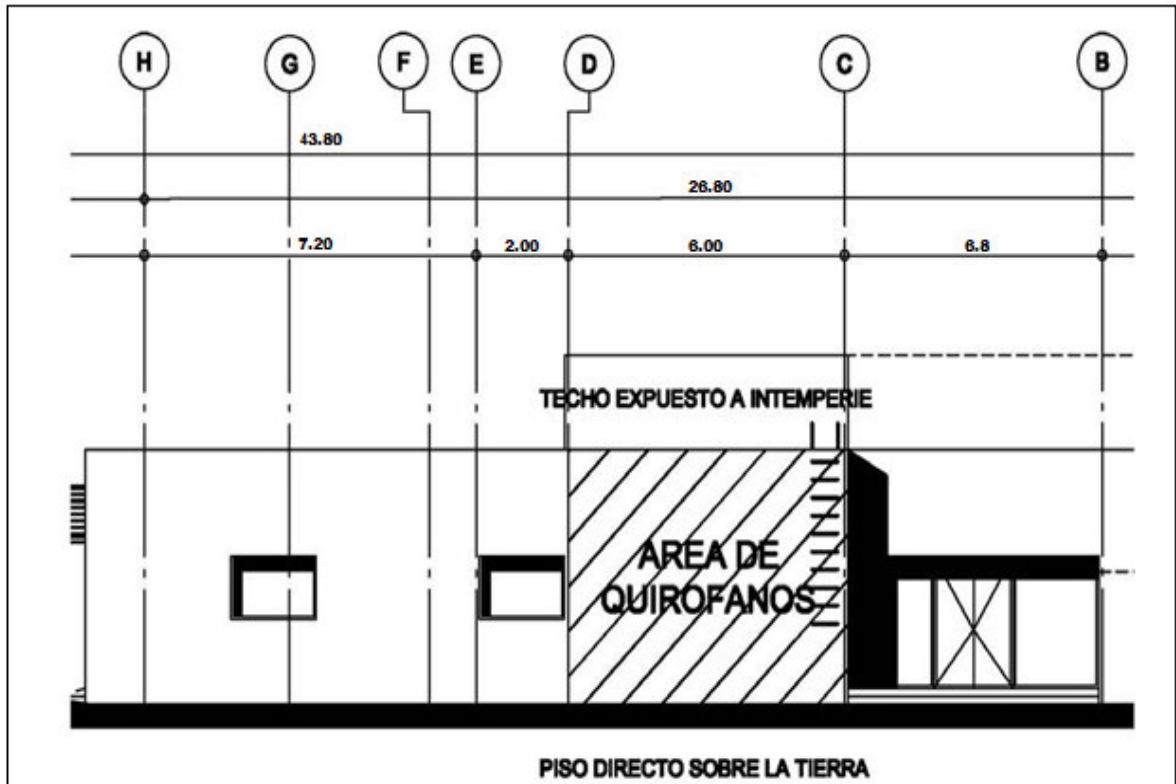


Fig. 2.3 Vista de pared norte del área de quirófanos.

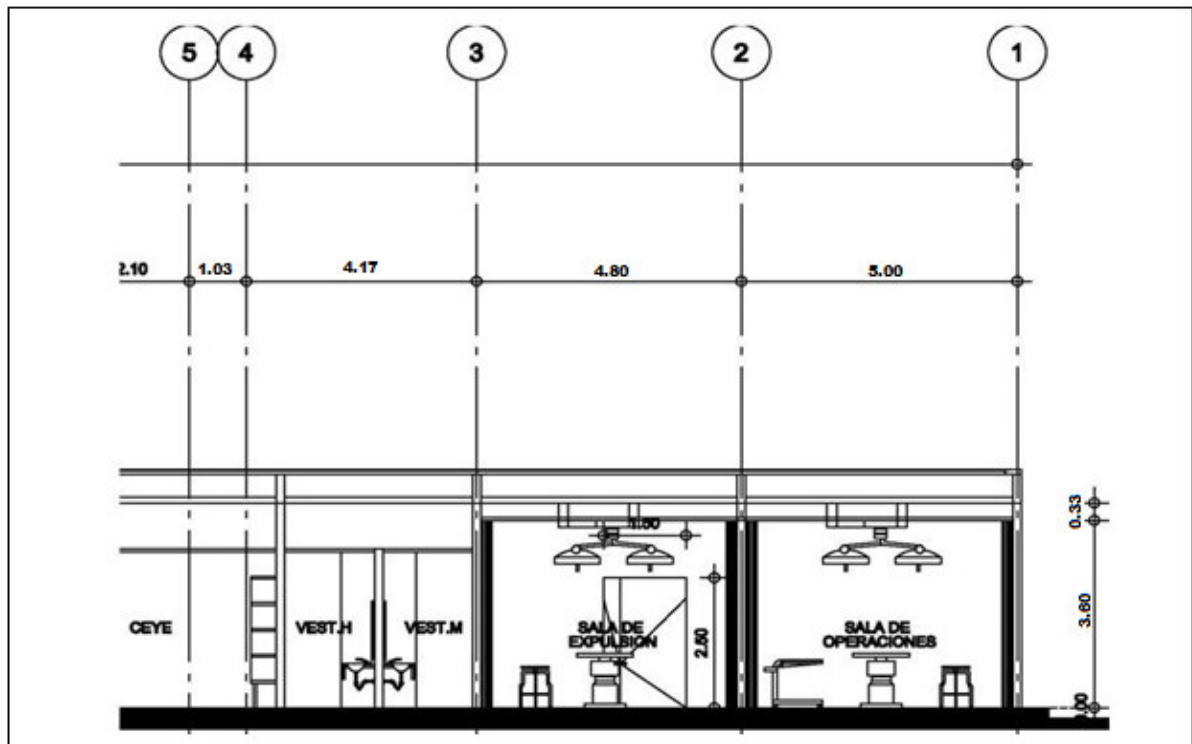


Fig. 2.4 Corte del área de quirófanos.

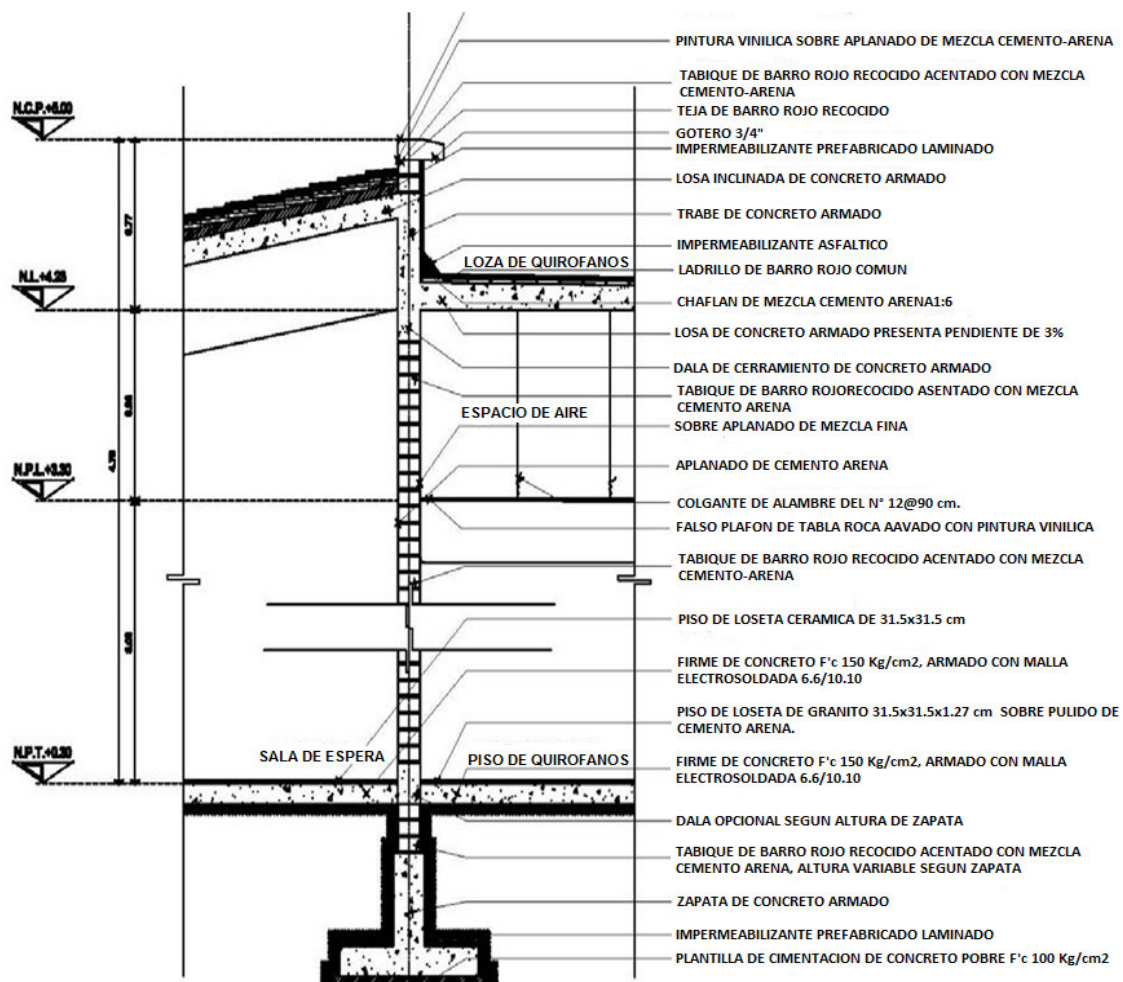


Fig. 2.5 Detalle de muros, piso y techo.



## 2.7 MATERIALES UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DEL LUGAR

### Techo:

Materiales	e (pulg.)	Conductividad (K) $K(\frac{Btu-pulg}{pie^2-hr-^{\circ}F})$	Conductancia (C) $K(\frac{Btu}{pie^2-hr-^{\circ}F})$
1.-Impermeabilizante asfáltico 3/8 pulg.	-----	-----	6.5
2.-Ladrillo de barro rojo común	4.0	5.0	-----
3.-Losa de concreto armado	5.0	12.0	-----
4.-Cielo raso interior de tabla roca de ½ pulg. (cartón de yeso)	-----	-----	2.25

### Muros exteriores e interiores:

Materiales	e (pulg.)	Conductividad (K) $K(\frac{Btu-pulg}{pie^2-hr-^{\circ}F})$	Conductancia (C) $K(\frac{Btu}{pie^2-hr-^{\circ}F})$
1.-Aplanado cemento arena	0.5	8.0	-----
2.-Tabique barro rojo recocido refractario	4.0	15.0	-----
3.-Aplanado cemento arena	0.5	8.0	-----

### Piso:

Materiales	e (pulg.)	Conductividad (K) $K(\frac{Btu-pulg}{pie^2-hr-^{\circ}F})$	Conductancia (C) $K(\frac{Btu}{pie^2-hr-^{\circ}F})$
1.-Piso de loseta de granito	0.5	22.0	-----
2.-Pulido de cemento	0.02	8.0	-----
3.-Concreto armado	0.5	12.0	-----

### Puerta:

Materiales	e (pulg.)	Conductividad (K) $K(\frac{Btu-pulg}{pie^2-hr-^{\circ}F})$	Conductancia (C) $K(\frac{Btu}{pie^2-hr-^{\circ}F})$
1.-Madera de pino	0.25	0.78	-----
2.-Madera de pino	0.25	0.78	-----

**Nota:** los valores de conductividad térmica de los materiales son obtenidos de las tablas del manual de calefacción, ventilación y aire acondicionado que se muestran a continuación.



## 2.8 PROPIEDADES TÉRMICAS DE LOS MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN Y AISLAMIENTOS

Material	$K(\frac{Btu-pulg}{pie^2-hr-^{\circ}F})$
Lana animal	0.25
Papel	0.27
Corcho	0.3
Asbesto	0.3
Pulpa de madera	0.24
Bagazo de caña	0.34
Algodón	0.36
Madera de pino	0.78
Madera de caoba	0.9
Aplanado de yeso	3.3
Aplanado de cal	4
Aplanado de cemento	8
Tabique refractario	15
Mármol	20
Granito	22
Acero	300
Hierro	350
Zinc	770
Aluminio	1380
Cobre	2665
Plata	2840

**Tabla 2.4 Propiedades térmicas de diversos**

$$K_{aire} = 0.156 \frac{Btu-pulg}{pie^2-hr-^{\circ}F}$$

MATERIAL	DESCRIPCIÓN	K	C
PLACAS DE CONSTRUCCIÓN	Placa de cemento de asbesto.	4	-----
	Yeso o cartón de yeso.	-----	2.25
	Ladrillo de fachada.	0.38	
	Ladrillo hueco de 2 celdas 6".	-----	1.07
	Bloque de concreto, arena y grava.	0.38	-----
	Bloque de concreto, cenizas 8".	-----	0.49
	Yeso para estucar, arena.	1.4	-----
MATERIALES AISLANTES	<b>MANTAS Y BLOQUES DE MATERIAL FIBROSO</b>		
	Fibras de lana (piedra, escoria o vidrio).	0.27	-----
	Fibra de madera.	0.25	-----
	<b>TABLAS Y PLACAS</b>		
	Vidrio celular.	0.39	-----
	Planchas prensadas de corcho granulado.	0.27	-----

	Fibra de vidrio.	0.25	-----
	Techo aislante 2".	-----	0.18
MATERIAL DE ALBAÑILERIA	<b>RELLENO SUELTO</b>		
	Lana mineral (vidrio, escoria o piedra).	0.27	-----
	Vermeculite (expandido).	0.46	-----
	<b>CONCRETO</b>		
	Cemento mortero.	5	-----
	Agregado ligero, exquisito expandido, arcilla pizarra, escoria, cenizas, piedra pómez, perlita, vermiculite.	1.7	-----
	Agregado de arena, y grava o piedra (concreto).	12	-----
	Estuco.	5	-----
	<b>LADRILLOS, TEJAS. BLOCKS, Y PIEDRAS.</b>		
	Ladrillo común.	5	-----
	Ladrillo de fachada.	9	-----
	Tejas de arcilla cóncava, 1 celda de espesor de 4".	-----	0.9
	Tejas de arcilla cóncava, 2 celda de espesor de 8".	-----	0.54
	<b>BLOCK DE 3 OVALOS EN EL NUCLEO Y CONCRETO.</b>		
	Agregado de arena y grava – 4".	-----	1.4
	Agregado de arena y grava – 8".	-----	0.9
	Agregado de ceniza 4".	-----	0.9
	Agregado de ceniza 8".	-----	0.58
	Piedra, cal o arena.	15.5	-----
	Repello de cemento agregado de arena.	5	-----
TECHADO	<b>REVOQUE DE YESO</b>		
	Agregados ligeros 1/2 ".	-----	3.12
	Agregados ligeros sobre listón metálico lleno.	-----	2.13
	Agregado de Pereira.	1.5	-----
	Agregado de arena.	5.6	-----
	Agregado de arena sobre listón metálico.	-----	7.7
	Agregado de vermiculite.	1.7	-----
	Asfalto preparado.	-----	-----
	Techo armado 3/8".	-----	-----
MATERIAL DE FORRO	Cemento de asbesto 1/4 " recubierto.	-----	4.76
	Aislante de asfalto 1/2" en placa.	-----	0.69
	Madera biselada 1/2" x 8" recubierta.	-----	1.23
CONSTRUCCIÓN	Concreto, arena y grava.	12	-----
	Ladrillo común.	5	-----
	Ladrillo de fachada.	9	-----
	Ladrillo hueco de 2 celdas 6"	-----	0.66
	Bloque de concreto, arena y grava.	-----	0.9
	Bloque de concreto, cenizas 8"	-----	0.58
	Yeso para estucar, arena.	5.6	-----

AISLANTES	Capa de lana mineral.	0.32	-----
	Capa de fibra de vidrio.	0.32	-----
	Placa de corcho.	0.25	-----
	Placa de fibra de vidrio.	0.21	-----
	Uretano expandido R-11.	0.17	-----
	Poliestireno expandido.	0.24	-----
	Placa de lana mineral.	0.25	-----
	Cubierta de techo, aislante de 2 “	-----	0.18
	Relleno suelto de lana mineral	0.23	-----
	Perlita expandida.	0.32	-----
TECHOS	Techo de asbesto-cemento.	-----	4.76
	Asfalto en rollo para techo.	-----	6.5
	Techo prefabricado de 3/8”.	-----	3
	Tejas de madera.	-----	1.06
PISOS	Alfombra con bajo-alfombra de fibra.	-----	0.48
	Alfombra con bajo-alfombra de hule espuma.	-----	0.81
	Losa de corcho de 1/8”.	-----	3.6
	Terrazo 1”.	-----	12.5
	Loseta asfáltica de vinilo o linoleum.	-----	20
	Subsuelo de madera de 25/32”.	-----	1.02
	Suelo de madera de 3/4”.	-----	1.47
VIDRIOS	Vidrio plano sencillo.	-----	0.73
	Vidrio plano aislante doble.	-----	0.49
	Vidrio plano aislante triple.	-----	0.38
	Ventanas de tormenta.	-----	0.44
ACABADOS	Placa de asbesto cemento.	4	-----
	Yeso de 1/2”.	-----	2.25
	Triplay.	0.8	-----
	Revestimiento de madera.	0.38	-----
	Fibracel.	1.4	-----
	Fieltro permeable al vapor.	-----	16.7
MADERAS	Madera biselada de 1” x 8”	-----	1.23
	Arce, roble, maderas duras similares.	1.1	-----
	Abeto, pino, y maderas suaves similares.	0.8	-----
	Abeto, pino, y maderas suaves similares 25/32.	-----	1.23
VARIOS	Agua	4.2	-----
	Nieve	1.2-3.6	-----
	Tierra	7.2-12.0	-----

**Tabla. 2.5 Propiedades térmicas de diversos materiales**

## 2.9 BALANCE TÉRMICO

### 2.9.1 CARGA TÉRMICA GENERADA A TRAVÉS DE LAS PAREDES

- Coeficiente global de transferencia de calor a través del techo.

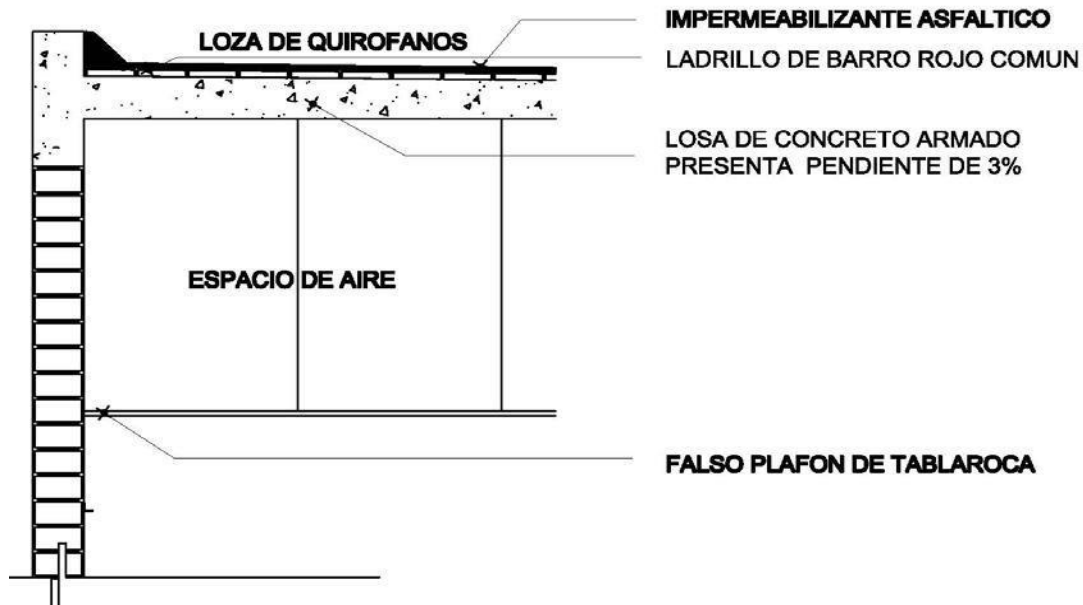


Fig. 2.5 Detalle de materiales en techo

El espacio de aire es de 11 pulg.

Materiales	e (pulg.)	Conductividad (K) $K(\frac{Btu-pulg}{pie^2-hr-^{\circ}F})$	Conductancia (C) $K(\frac{Btu}{pie^2-hr-^{\circ}F})$
1.-Impermeabilizante asfáltico 3/8 pulg.	-----	-----	6.5
2.-Ladrillo de barro rojo común	4.0	5.0	-----
3.-Losa de concreto armado	5.0	12.0	-----
4.-Plafón interior de tabla roca de ½ pulg. (cartón de yeso)	-----	-----	2.25

La conductancia en la película superficial de aire está en función de la rugosidad de la superficie del material, por lo tanto para la superficie exterior se tiene un material con superficie lisa y al mismo tiempo en la parte interior del local se cuenta con el mismo tipo de material. Para este cálculo se emplea la velocidad del aire exterior normalizada para la ciudad de Iquitos de 6.71 MPH y una velocidad interior de 0.23 MPH.

De lo anterior se tiene lo siguiente:

$$f_{INT} = 1.6 + 0.3V$$

$$f_{INT} = 1.6 + 0.3(0.23) = 1.66$$

$$f_{EXT} = 1.6 + 0.3V$$

$$f_{EXT} = 1.6 + 0.3(6.71) = 3.613$$

Substituyendo los valores en la ecuación de coeficiente total de transmisión de calor:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_{INT}} + \frac{1}{C_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{e_3}{k_3} + \frac{e_4}{k_4} + \frac{1}{C_5} + \frac{1}{f_{EXT}}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1.66} + \frac{1}{6.5} + \frac{4}{5} + \frac{5}{12} + \frac{11}{0.156} + \frac{1}{2.25} + \frac{1}{3.613}}$$

$$U = \frac{1}{73.2069} = 0.01366 \text{ (Btu/hr * pie}^2 \text{ * } ^\circ\text{F)}$$

- Coeficiente global de transferencia de calor a través de paredes exteriores.

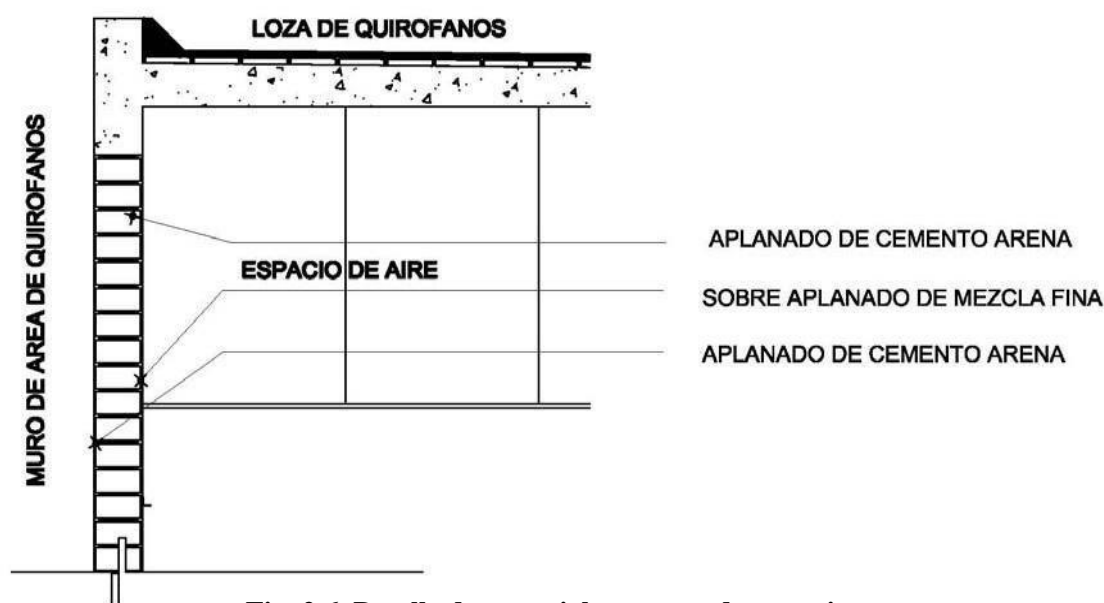


Fig. 2.6 Detalle de materiales en paredes exteriores

Materiales	e (pulg.)	Conductividad (K) $K(\frac{Btu-pulg}{pie^2-hr-^{\circ}F})$	Conductancia (C) $K(\frac{Btu}{pie^2-hr-^{\circ}F})$
1.-Aplanado cemento arena	0.5	8.0	-----
2.-Tabique barro rojo recocido refractario	4.0	15.0	-----
3.-Aplanado cemento arena	0.5	8.0	-----

La conductancia en la película superficial de aire en este elemento cambia, por lo tanto para la superficie exterior se tiene un material con superficie moderadamente áspera y al mismo tiempo en la parte interior del local se cuenta con el mismo tipo de material. De igual manera se emplea la velocidad del aire exterior normalizada para la ciudad de Iquitos de 6.71 MPH y una velocidad interior de 0.23 MPH.

$$f_{INT} = 2.0 + 0.4V$$

$$f_{INT} = 2.0 + 0.4(0.23) = 2.092$$

$$f_{EXT} = 2.0 + 0.4V$$

$$f_{EXT} = 2.0 + 0.4(6.71) = 4.684$$

Substituyendo los valores en la ecuación de coeficiente total de transmisión de calor:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_{INT}} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{e_3}{k_3} + \frac{1}{f_{EXT}}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{2.092} + \frac{0.5}{8} + \frac{4}{15} + \frac{0.5}{8} + \frac{1}{4.684}}$$

$$U = \frac{1}{1.0832} = 0.9232 \text{ (Btu/hr * pie}^2 \text{ * } ^\circ\text{F)}$$

- Coeficiente global de transferencia de calor a través de paredes interiores.



Fig. 2.7 Detalle de materiales en paredes interiores

Materiales	e (pulg.)	Conductividad (K) $K(\frac{Btu-pulg}{pie^2-hr-^{\circ}F})$	Conductancia (C) $K(\frac{Btu}{pie^2-hr-^{\circ}F})$
1.-Aplanado cemento arena	0.5	8.0	-----
2.-Tabique barro rojo recocido refractario	4.0	15.0	-----
3.-Aplanado cemento arena	0.5	8.0	-----

La conductancia en la película superficial de aire en este elemento se toma de manera diferente ya que es un elemento que se encuentra en el interior del local, afectado únicamente por el aire interior, por lo tanto para ambas superficies exteriores del elemento se tiene un material con superficie moderadamente áspera, tomando solamente la velocidad interior del aire de 0.23 MPH.

$$f_{INT} = 2.0 + 0.4V$$

$$f_{INT} = 2.0 + 0.4(0.23) = 2.092$$

Substituyendo los valores en la ecuación de coeficiente total de transmisión de calor:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_{INT}} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{e_3}{k_3} + \frac{1}{f_{EXT}}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{2.092} + \frac{0.5}{8} + \frac{4}{15} + \frac{0.5}{8} + \frac{1}{2.092}}$$

$$U = \frac{1}{1.34769} = 0.74201 (\text{Btu/hr} * \text{pie}^2 * ^\circ\text{F})$$

- Coeficiente global de transferencia de calor a través piso.

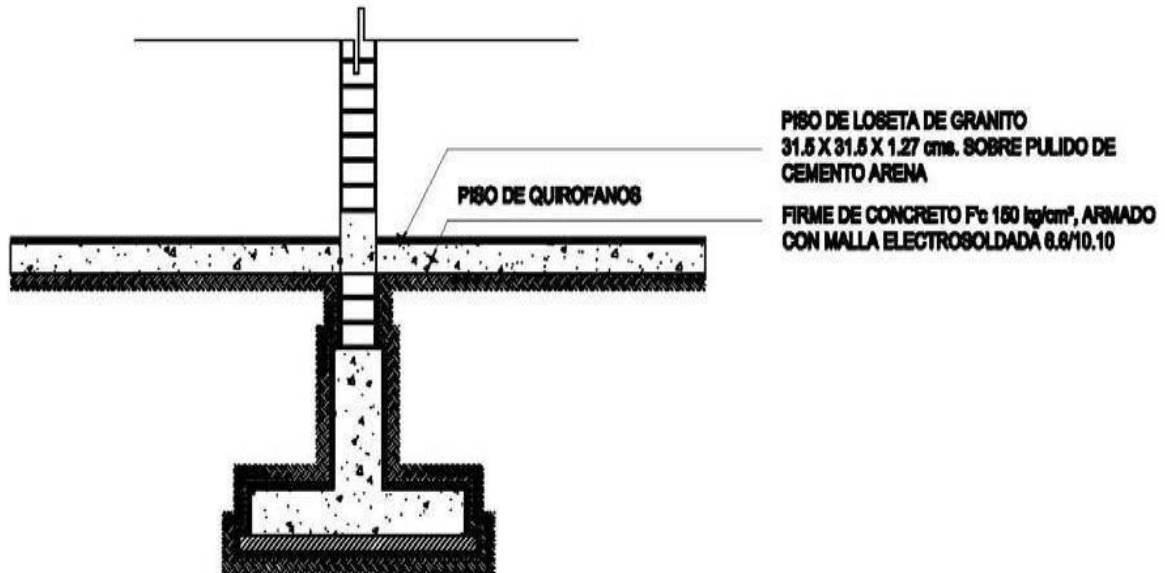


Fig. 2.8 Detalle de materiales en piso

Materiales	e (pulg.)	Conductividad (K) $K(\frac{\text{Btu-pulg}}{\text{pie}^2\text{-hr-}^\circ\text{F}})$	Conductancia (C) $K(\frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2\text{-hr-}^\circ\text{F}})$
1.-Piso de loseta de granito	0.5	22.0	-----
2.-Pulido de cemento	0.02	8.0	-----
3.-Concreto armado	0.5	12.0	-----

La conductancia en la película superficial de aire en este elemento también cambia, por lo tanto para la superficie interior se tiene un material con superficie muy lisa, pero en este caso no se considera este factor para el exterior ya que el piso se encuentra construido sobre tierra firme, tomando solamente la velocidad interior del aire de 0.23 MPH.

$$f_{INT} = 1.4 + 0.2V$$

$$f_{INT} = 1.4 + 0.2(0.23) = 1.446$$

Substituyendo los valores en la ecuación de coeficiente total de transmisión de calor:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_{INT}} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{e_3}{k_3}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1.446} + \frac{0.5}{22} + \frac{0.02}{8} + \frac{0.5}{12}}$$

$$U = \frac{1}{0.75846} = 1.31847 (\text{Btu/hr} * \text{pie}^2 * ^\circ\text{F})$$

- Coeficiente global de transferencia de calor a través puertas.

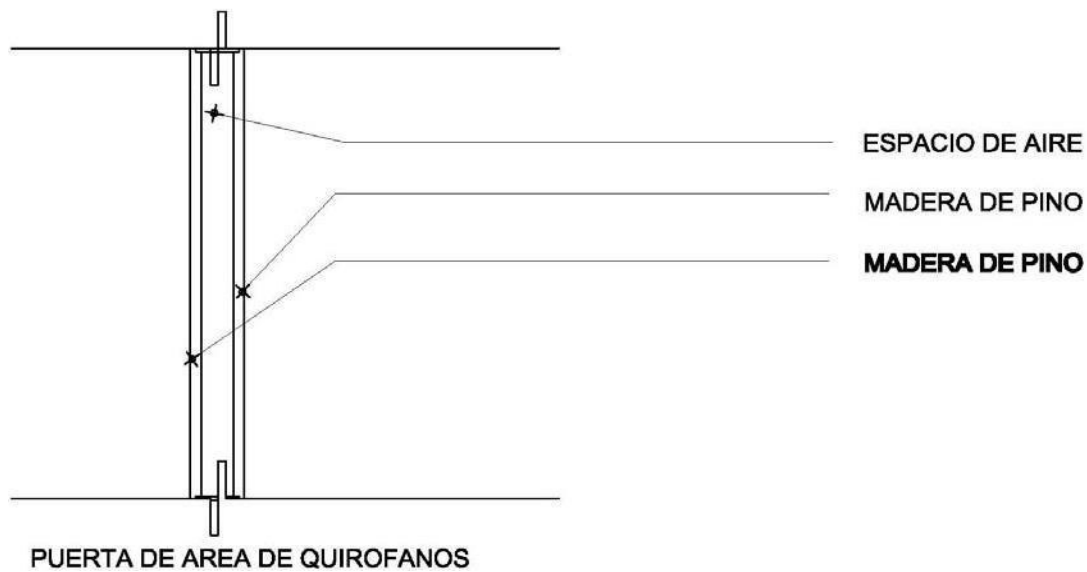


Fig. 2.9 Detalle de materiales en puertas

El espacio de aire es de 15 pulg.

Materiales	e (pulg.)	Conductividad (K) $K(\frac{Btu-pulg}{pie^2-hr-^{\circ}F})$	Conductancia (C) $K(\frac{Btu}{pie^2-hr-^{\circ}F})$
1.-Madera de pino	0.25	0.78	-----
2.-Madera de pino	0.25	0.78	-----

La conductancia en la película superficial de aire en este elemento se toma de manera diferente ya es un elemento que se encuentra en el interior del local, afectado únicamente por el aire interior, por lo tanto para ambas superficies se tiene un material con superficie lisa, tomando solamente la velocidad interior del aire de 0.23 MPH.

$$f_{INT} = 1.6 + 0.3V$$

$$f_{INT} = 1.6 + 0.3(0.23) = 1.669$$

Substituyendo los valores en la ecuación de coeficiente total de transmisión de calor:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_{INT}} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{e_3}{k_3} + \frac{1}{f_{EXT}}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1.669} + \frac{0.25}{0.78} + \frac{1.5}{0.156} + \frac{0.25}{0.78} + \frac{1}{1.669}}$$

$$U = \frac{1}{11.45473} = 0.0873 (Btu/hr * pie^2 * ^{\circ}F)$$

**Temperaturas requeridas para el cálculo.**

Temperatura de bulbo seco interior requerida para verano (Pág. 14).

$$T_{req} = 22^{\circ}C = 71.6^{\circ}F$$



Temperatura de bulbo seco exterior de diseño para verano (Pág. 14).

$$T_{ext} = 35^{\circ}\text{C} = 95^{\circ}\text{F}$$

Diferencia de temperatura entre área acondicionada a 22°C (71.6 °F) e intemperie:

$$\Delta T = T_{ext} - T_{req} = 95 - 71.6 = 23.4^{\circ}\text{F}$$

Diferencia de temperatura entre área acondicionada a 22 °C (71.6 °F) y área acondicionada a 24 °C (75.2 °F):

$$\Delta T = T_{ext} - T_{req} = 75.2 - 71.6 = 3.6^{\circ}\text{F}$$

Diferencia de temperatura entre área acondicionada a 22 °C (71.6 °F) y área acondicionada a 22 °C (71.6 °F):

$$\Delta T = T_{ext} - T_{req} = 71.6 - 71.6 = 0^{\circ}\text{F}$$

Temperatura del subsuelo:

$$T_{suelo} = \frac{T_{ext} + T_{req}}{2} = \frac{95 + 71.6}{2} = 83.3^{\circ}\text{F}$$

$$\Delta T_{suelo} = T_{suelo} - T_{req} = 83.3 - 71.6 = 11.7^{\circ}\text{F}$$

Mediante la Ecuación de Fourier, los coeficientes globales de transmisión de calor, las áreas de transmisión y las diferencias de temperatura obtenidos anteriormente; calculamos la ganancia de calor a través de los siguientes elementos en verano:

$$Q = A \times U \times \Delta T$$

$$Q_{TECHO} = (706.97 \text{ pie}^2)(0.01366 \text{ Btu / hr pie}^2 \text{ }^{\circ}\text{F})(23.4^{\circ}\text{F}) = 225.98 \text{ Btu/hr}$$

$$Q_{PAREDES EXT} = (773.82 \text{ pie}^2)(0.9232 \text{ Btu / hr pie}^2 \text{ }^{\circ}\text{F})(23.4^{\circ}\text{F}) = 16,716.74 \text{ Btu/hr}$$

$$Q_{PAREDES INT(1)} = (394.07 \text{ pie}^2)(0.74201 \text{ Btu / hr pie}^2 \text{ }^{\circ}\text{F})(3.6^{\circ}\text{F}) = 1,052.65 \text{ Btu/hr}$$

$$Q_{PAREDES INT(2)} = (379.75 \text{ pie}^2)(0.74201 \text{ Btu / hr pie}^2 \text{ }^{\circ}\text{F})(0^{\circ}\text{F}) = 0 \text{ Btu/hr}$$

$$Q_{PISO} = (706.97 \text{ pie}^2)(1.31847 \text{ Btu / hr pie}^2 \text{ }^{\circ}\text{F})(11.7^{\circ}\text{F}) = 10,905.79 \text{ Btu/hr}$$

$$Q_{PUERTAS} = (80.83 \text{ pie}^2)(0.0873 \text{ Btu / hr pie}^2 \text{ }^{\circ}\text{F})(0^{\circ}\text{F}) = 0 \text{ Btu/hr}$$

DESIGNACIÓN	AREA (pie <sup>2</sup> )	U (Btu / hr pie <sup>2</sup> °F)	ΔT (°F)	BALANCE
Techo	706.97	0.01366	23.4	225.98
Paredes exteriores	773.82	0.9232	23.4	16,716.74
Paredes interiores (1) acondicionadas. a 75.2°F	394.07	0.74201	3.6	1,052.65
Paredes interiores (2) acondicionadas a 71.6°F	379.75	0.74201	0	0
Piso	706.97	1.31847	11.7	10,905.79
Puertas	80.83	0.0873	0	0
			<b>Q<sub>TOTAL</sub>:</b>	<b>28,901.16 (Btu/hr)</b>

## 2.9.2 CARGA TÉRMICA GENERADA POR OCUPANTES

Los seres humanos desprenden constantemente dos tipos calores: El *calor sensible* es el generado por la temperatura constante del cuerpo que es de 37 °C (98.6 °F) y el *calor latente* que es la eliminación del vapor de agua del cuerpo, ya sea por la piel o las fosas nasales al respirar. Estos dos calores van en función directa con la edad, metabolismo y la actividad que están desarrollando.

La sala de quirófano estará ocupada en promedio por 7 personas las cuales son: el paciente, el cirujano, el anestesista, el instrumentista, el ayudante de cirujano y dos enfermeras. De los cuales solo el primero está en reposo y los demás se encuentran caminando y realizando un trabajo ligero

Se calcula con las siguientes ecuaciones:

$$Q_{SO} = h_s(N^{\circ} \text{ de personas})(Btu/hr)$$

$$Q_{LA} = h_L(N^{\circ} \text{ de personas})(Btu/hr)$$

$$Q_{TOTAL} = h_{TOTAL}(N^{\circ} \text{ de personas})(Btu/hr)$$

Por lo tanto tenemos que calcular el calor sensible y calor latente generado tanto por el paciente como para médicos y enfermeras:

### ➤ **Pacientes:**

#### **Calor sensible:**

$$Q_{SO} = h_s(N^{\circ} \text{ de personas})(Btu/hr)$$

$$Q_{SO} = 225(1) = 225 (Btu/hr)$$

#### **Calor latente:**

$$Q_{LA} = h_L(N^{\circ} \text{ de personas})(Btu/hr)$$

$$Q_{LA} = 105(1) = 105 (Btu/hr)$$

### ➤ **Médicos y enfermeras:**

#### **Calor sensible:**

$$Q_{SO} = h_s(N^{\circ} \text{ de personas})(Btu/hr)$$

$$Q_{SO} = 250 (6) = 1,500 (Btu/hr)$$

#### **Calor latente:**

$$Q_{LA} = h_L(N^{\circ} \text{ de personas})(Btu/hr)$$

$$Q_{LA} = 200(6) = 1,200 (Btu/hr)$$

La carga total por ocupantes es la suma de los calores anteriores:

#### **Calor sensible total:**

$$Q_{SO-T} = Q_{SO-P} + Q_{SO-ME}$$

$$Q_{SO-T} = 225 + 1,500 = 1,725 \text{ (Btu/hr)}$$

**Calor latente total:**

$$Q_{LA-T} = Q_{LA-P} + Q_{LA-ME}$$

$$Q_{LA-T} = 105 + 1,200 = 1,305 \text{ (Btu/hr)}$$

### 2.9.3 CARGA TÉRMICA GENERADA POR ALUMBRADO Y EQUIPO

En el área de quirófanos se encuentran los siguientes equipos que son los que producirán la carga térmica por este concepto:

- 45 lámparas fluorescentes de 39 watts.
- 4 lámparas quirúrgicas de 200 watts.
- 2 electrocauterios de varias funciones 600 watts.
- 2 máquinas de monitoreo de signos vitales 450 watts.
- 2 monitores de operaciones auxiliar para el medico 80 watts.
- 2 cámaras de video auxiliar para el medico 12 watts.

➤ **Calculo para carga térmica por alumbrado:**

**Lámparas incandescentes:**

$$Q_{lamp \text{ inc}} = (N^{\circ} \text{ de lamparas})(watts \text{ de cada lampara})(3.415)(Btu/hr)$$

$$Q_{lamp \text{ inc}} = (4)(200)(3.415) = 2,732(Btu/hr)$$

**Lámparas fluorescentes:**

$$Q_{lamp \text{ fluo}} = (1.2)(N^{\circ} \text{ de lamparas})(watts \text{ de cada lampara})(3.415)(Btu/hr)$$

$$Q_{lamp \text{ fluo}} = (1.2)(45)(39)(3.415) = 7,191.99(Btu/hr)$$

Para calcular la carga térmica por el equipo eléctrico y electrónico aremos la sumatoria de los watts de los equipos para obtener un total.

$$W_T = W_{EC} + W_{MMSV} + W_{MO} + W_{CV}$$

$$W_T = 2(600) + 2(450) + 2(80) + 2(12)$$

$$W_T = 2,284 \text{ watts}$$

Por consiguiente tenemos que la carga térmica por equipo eléctrico y electrónico es:

$$Q_{EE} = (3.415)(watts \text{ de trabajo})(Btu/hr)$$

$$Q_{EE} = (3.415)(2,284) = 7,799.86 \text{ (Btu/hr)}$$

Por lo tanto la carga térmica total por este concepto es la sumatoria de las tres anteriores:

$$Q_{EE} = Q_{LI} + Q_{LF} + Q_{EE}(Btu/hr)$$

$$Q_{EE} = Q_{LI} + Q_{LF} + Q_{EE}(Btu/hr)$$

$$Q_{EE} = 2,732 + 7,191.99 + 7,799.86 = 17,723.85 \text{ (Btu/hr)}$$

### 2.9.4 CARGA TÉRMICA GENERADA POR INFILTRACIÓN

Para nuestro proyecto, según las normas del Ministerio de Salud, la sala de operaciones tendrá una presión mayor a la atmosférica (presión positiva), por lo tanto se entiende que no habrá infiltración a través de puertas y ventanas; y esto nos lleva a que la ganancia de calor por infiltración sea nula.

## 2.9.5 CARGA TÉRMICA GENERADA POR EFECTO SOLAR

Esta es debida a la incidencia de los rayos solares sobre el techo y las paredes expuestas al sol. Por lo que procedemos a calcular la ganancia térmica por este concepto aclarando antes que la provincia de Maynas se encuentra ubicada en la Región Loreto en la zona Nororiental del Perú y que las paredes exteriores están pintadas de colores claros (blanco):

$$Q_{ES} = A x U x \Delta T' (Btu/hr)$$

Áreas de los diferentes elementos:

Descripción	Área	
Techo	65.68 m <sup>2</sup>	706.97 pie <sup>2</sup>
Paredes oriente	50.29 m <sup>2</sup>	541.32 pie <sup>2</sup>
Paredes norte	21.6 m <sup>2</sup>	232.50 pie <sup>2</sup>

Coefficientes globales de transferencia de calor a través de los diferentes elementos:

$U_{TECHO}$	0.01366 (Btu / hr pie <sup>2</sup> °F)
$U_{PAREDES EXTERIORES}$	0.9232 (Btu / hr pie <sup>2</sup> °F)
$U_{PAREDES INTERIORES}$	0.74201 (Btu / hr pie <sup>2</sup> °F)
$U_{PUERTA}$	0.0873 (Btu / hr pie <sup>2</sup> °F)
$U_{SUELO}$	1.31847 (Btu / hr pie <sup>2</sup> °F)

**Temperatura corregida por efecto solar:**

$\Delta T' =$  Temperatura corregida por efecto solar (°F)

$\Delta T' =$  Temperatura exterior corregida – temperatura requerida interior

Temperatura exterior corregida = temperatura exterior + incremento

**Temperatura exterior corregida para techo claro:**

De la **tabla 2.2** obtenemos que para techos claros se tiene un incremento de 45 °F por lo tanto tenemos.

Incremento = 45 °F

Entonces:

$$T_{EC} = 95 ^\circ F + 45 ^\circ F = 140 ^\circ F$$

$$\Delta T' = 140 ^\circ F - 71.6 ^\circ F = 68.4 ^\circ F$$

### Temperatura corregida para pared exterior oriente:

De la tabla 2.2 obtenemos que para paredes claras al oriente se tiene un incremento de 15 °F por lo tanto tenemos.

$$\text{Incremento} = 15 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Entonces:

$$T_{EC} = 95 \text{ } ^\circ\text{F} + 15 \text{ } ^\circ\text{F} = 110 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T' = 110 \text{ } ^\circ\text{F} - 71.6 \text{ } ^\circ\text{F} = 38.4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

### Temperatura corregida para pared exterior norte:

De la tabla obtenemos que para paredes norte se tiene un incremento de 0 °F por tanto:

$$\text{Incremento} = 0 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Entonces:

$$T_{EC} = 95 \text{ } ^\circ\text{F} + 0 \text{ } ^\circ\text{F} = 95 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T' = 95 \text{ } ^\circ\text{F} - 71.6 \text{ } ^\circ\text{F} = 23.4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Teniendo ya todos los datos requeridos procedemos a calcular la carga térmica por efecto solar.

### Carga térmica por efecto solar a través del techo:

$$Q_{ES} = A_x U_x T \text{ (Btu/hr)}$$

$$Q_{ES} = (706.97 \text{ pie}^2) \times (0.01366 \text{ Btu / hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}) (68.4 \text{ } ^\circ\text{F})$$

$$Q_{ES} = 660.553 \text{ (Btu/hr)}$$

### Carga térmica por efecto solar a través de la pared este:

$$Q_{ES} = A_x U_x T \text{ (Btu/hr)}$$

$$Q_{ES} = (541.32 \text{ pie}^2) \times (0.9232 \text{ Btu/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}) (38.4 \text{ } ^\circ\text{F})$$

$$Q_{ES} = 19,190.27 \text{ Btu/hr}$$

### Carga térmica por efecto solar a través de la pared norte:

$$Q_{ES} = A_x U_x T \text{ (Btu/hr)}$$

$$Q_{ES} = (232.5 \text{ pie}^2) \times (0.9232 \text{ Btu/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}) (23.4 \text{ } ^\circ\text{F})$$

$$Q_{ES} = 5,022.67 \text{ Btu/hr}$$

La carga térmica total por efecto solar es igual a la suma de las tres anteriores:

$$Q_{T-ES} = 660.553 + 19,190.27 + 5,022.67 = 24,873.49 \text{ Btu/hr}$$

## 2.10 RESUMEN DE CARGA TÉRMICA TOTAL.

Carga térmica a través de:	Calor sensible (btu/hr)	Calor latente (btu/hr)
Techo y paredes	28,901.16	0
Ocupantes	1,725	1,305
Alumbrado y equipo	17,723.85	0
Infiltración.	0	0
Efecto solar	24,873.49	0
<b>Total</b>	<b>73,223.5</b>	<b>1,305.00</b>

$$Q_{TOTAL} = Q_{SENSIBLE} + Q_{LATENTE}$$

$$Q_{TOTAL} = 73,223.5 + 1,305.00$$

$$Q_{TOTAL} = 74,528.5 \text{ Btu/hr}$$

## CAPITULO 3

### DISEÑO Y CALCULO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACION

#### 3.1 INTRODUCCIÓN

El estudio detallado de las propiedades de la mezcla de aire seco y vapor de agua es de tal importancia que constituye una ciencia aparte, la psicrometría.

Psicrometría es una palabra que impresiona, y se define como la medición del contenido de humedad del aire. Ampliando la definición a términos más técnicos, psicrometría es la ciencia que involucra las propiedades termodinámicas del aire húmedo, y el efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y el confort humano. Ampliando aún más, incluiríamos el método de controlar las propiedades térmicas del aire húmedo. Lo anterior, se puede llevar a cabo a través del uso de tablas psicrométricas o de la carta psicrométrica.

Las tablas psicrométricas ofrecen una gran precisión, ya que sus valores son de hasta cuatro decimales; sin embargo, en la mayoría de los casos, no se requiere tanta precisión; y con el uso de la carta psicrométrica, se puede ahorrar mucho tiempo y cálculos.

#### 3.2 CÁLCULO DEL CICLO PSICOMÉTRICO

Con los resultados del trazo del balance térmico, se calcula la manejadora y el punto de inyección.

$$Q_{ST} = 73,223.5 \text{ (Btu/hr)}$$

$$Q_{LT} = 1,305.00 \text{ (Btu/hr)}$$

$$Q_T = 74,528.5 \text{ (Btu/hr)}$$

- **Condiciones interiores**

$$T_{BS} = 71.6^{\circ}F$$

$$\phi = 50 \% \text{ (HUMEDAD RELATIVA).}$$

- **Condiciones exteriores**

$$T_{BS} = 95^{\circ}F$$

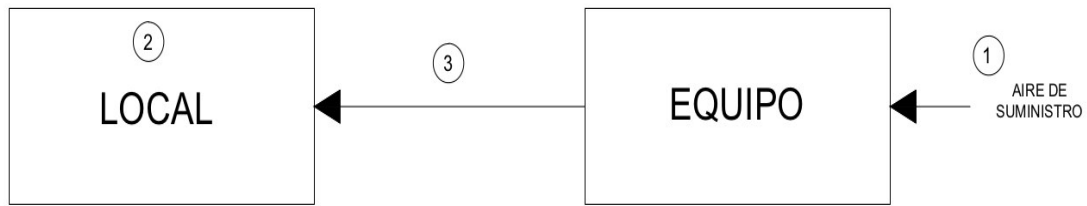
$$\phi = 80 \% \text{ (HUMEDAD RELATIVA)}$$

Se calcula la temperatura de inyección por medio de la carta psicrométrica y el resultado es:  
Temperatura de inyección =  $57.2^{\circ}F$

Por lo tanto el incremento de temperatura entre el aire de inyección al local, y el local es:  
 $\Delta T_{2-3} = 14.4^{\circ}F$

Calor específico del aire a presión constante =  $0.2404 \text{ btu/lb}^{\circ}F$

### 3.3 DIAGRAMA DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO



Dónde:

- 1 – Aire exterior de suministro
- 2 – Condiciones del local
- 3 – Condiciones del aire a la salida del equipo

Con los valores anteriores ya se tienen los tres estados. 1 y 2.

Estado	T <sub>BS</sub> (°F)	T <sub>BH</sub> (°F)	Ø (%)	h (btu/lb)	W (lb/lb)	v (ft <sup>3</sup> /lb)
1	95	89.2	80	55.04	0.02922	14.78
2	71.6	59.6	50	26.26	0.0083	13.70

Condiciones del aire a la salida del equipo (estado 3)

Temperatura del estado 3

$$T_3 = 57.2^\circ\text{F}$$

Entalpia del aire en el estado 3 ( $h_3$ ) (salida del acondicionador)

Relación de calor sensible (RCS) = SHR

$$RCS = \frac{Q_s}{Q_s + Q_L}$$

$$RCS = \frac{21,459.69}{21,459.69 + 382.6} = 0.98$$

$$RCS = \frac{(C_P)(\Delta T_{2-3})}{h_2 + h_3}$$

$$h_3 = h_2 - \frac{(C_P)(\Delta T_{3-2})}{RCS}$$

$$h_3 = 26.26 \text{ btu/lb} - \frac{(0.2404 \text{ btu/lb}^\circ\text{F})(14.4^\circ\text{F})}{0.98} = 23.07 \text{ btu/lb}$$

Teniendo los valores de temperatura de bulbo seco y entalpia para el punto 3 procedemos a hallar todos los valores que sean necesarios para nuestros cálculos en ese punto.



Tenemos así de la carta psicométrica que para el estado 3:

Estado	T <sub>BS</sub> (°F)	T <sub>BH</sub> (°F)	Ø (%)	h (btu/lb)	W(lb/lb)	v(ft <sup>3</sup> /lb)
3	57.2	54.6	85.5	23.07	0.0086	13.34

$$Q_s = mC_p\Delta T_{2-3}$$

$$m = \frac{Q_s}{C_p\Delta T_{2-3}}$$

$$m = \frac{73,223.5 \text{ Btu/hr}}{(0.2404 \text{ btu/lb}^\circ\text{F})(14.4^\circ\text{F})} = 21152.1 \text{ lb/hr}$$

$$m_2 = \frac{V_2}{v_2}$$

$$V_2 = (m_2)(v_2)$$

$$V_2 = (21152.1 \text{ lb/hr})(13.7 \text{ ft}^3/\text{lb})\left(\frac{1 \text{ hr}}{60 \text{ min}}\right)$$

$$V_2 = 4,830.42 \text{ CFM}$$

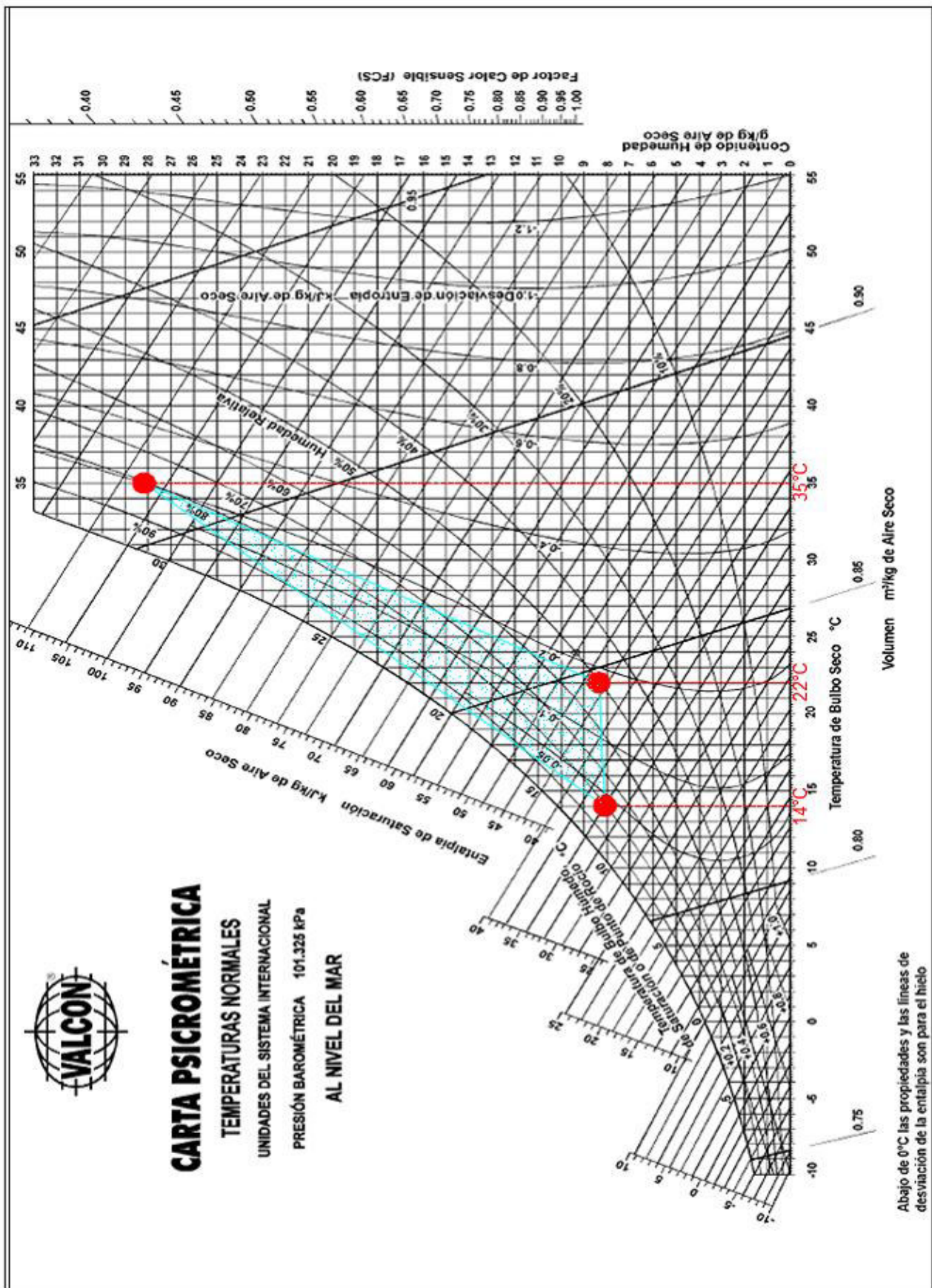
Capacidad del acondicionador en T.R.

$$C_a = m\Delta h_{1-3}$$

$$C_a = (21152.1 \text{ lb/hr})(55.04 \text{ btu/lb} - 23.07 \text{ btu/lb})$$

$$C_a = 683,412.97 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} = 56.95 \text{ T.R}$$

### 3.4 TRAZO DEL CICLO PSICOMÉTRICO



### 3.5 CÁLCULOS DE CAPACIDADES DE LOS EQUIPOS

#### 3.5.1 CALCULO DE CAPACIDAD DE EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO

De los capítulos anteriores tenemos que el equipo de aire acondicionado que seleccionemos tendrá las siguientes características

Ítem	Sistema ingles
Calor sensible total	73,223.50 Btu/Hr
Calor latente total	1,305.00 Btu/Hr
Carga térmica total	74,528.5 Btu/Hr
Caudal total	4,830.42 CFM

#### 3.5.2 CALCULO DE CAPACIDAD DE HUMIDIFICADOR

Utilizaremos las humedades absolutas de los puntos 1 y 3 para calcular la capacidad de los humidificadores (CH) por lo tanto:

$$H_a = (w_3 - w_1)m$$

$$H_a = (0.0086 - 0.0292) 21152.1 \text{ lb/hr}$$

$$H_a = -435.7 \text{ lb/h}$$

El signo negativo nos dice que es un deshumidificador.

#### 3.5.3 CALCULO DE CAUDAL DEI EXTRACTOR DE AIRE

Para nuestro espacio es necesario un extractor de aire que elimine 1/3 del aire que inyecta la manejadora para mantener una presión de doble positiva dentro del local, que es lo que marca la norma para este local. Por lo tanto tenemos:

$$V_{ext} = \frac{V_M}{3}$$

$$V_{ext} = \frac{4,830.42}{3}$$

$$V_{ext} = 1,610.14 \text{ CFM}$$

### 3.6 DISTRIBUCIÓN DEL AIRE

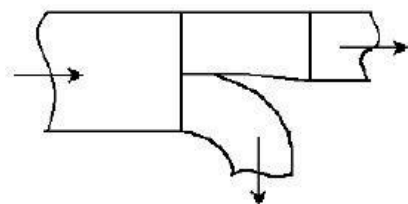
#### 3.6.1 PERDIDAS DE PRESIÓN EN SISTEMAS DE CONDUCTOS

Se deben calcular las pérdidas de presión en sistemas de conductos para determinar la capacidad de los ventiladores, verificar el funcionamiento del sistema y balancear las cantidades de aire. La presión del aire necesaria para vencer la fricción en un conducto es la que determina el gasto de energía del ventilador. Se define a la pérdida total de presión del sistema como la pérdida de presión total a través del trayecto del ducto que tiene las mayores pérdidas de presión. Este trayecto es con frecuencia el más largo, pero puede ser uno más corto que contenga un número considerado de conexiones con grandes pérdidas de presión. Es más sencillo trabajar con la pérdida total de presión en lugar de pérdidas de

presión estática, cuando se analizan las pérdidas de presión en conductos. Esto proporciona una mejor comprensión de la misma presión total disponible en cada punto del sistema, en caso de surgir problemas.

### 3.6.2 CONEXIONES DE CONDUCTOS

Se les llama conexiones de conductos a los cambios de dirección como codos, transiciones, nudos, que forman parte de estos sistemas. Las pérdidas de presión para estas conexiones se pueden expresar por el procedimiento llamado método de coeficiente de pérdidas el cual es el que se usara para este diseño respectivo. En un sistema de conductos en donde se encuentra una transición y ramal combinados, la pérdida de presión en el ducto recto principal y en el ramal son separadas, y el valor de cada una depende de la forma. Si es importante mantener al mínimo las pérdidas.



**Fig. 4.1.- Conexión de dos ramales**

En este caso, en general, se puede omitir la pérdida de presión por el tramo recto, y se calcula la pérdida de presión en el ramal, como si fuera un codo. Si la sección del conducto no es circular, caso frecuente en instalaciones de ventilación en donde se presentan formas rectangulares o cuadradas, es necesario determinar antes la sección circular equivalente, esto es, aquella que presenta la misma pérdida de carga que la rectangular considerada.

### 3.6.3 DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS POR MÉTODO DE IGUAL FRICCIÓN

Para cada área se debe considerar una cantidad de aire, en ello va incluida la capacidad equivalente y caudal necesaria. Existen varios métodos por el cual se puede dimensionar los conductos, como el método de igual fricción el cual se utilizara en este proyecto y con la ayuda de tablas se diseñara toda la red de ductos.

La base de este método de igual fricción de dimensionamiento de conductos es que se selecciona un valor para la pérdida de presión por fricción por longitud de ducto, y se mantiene constante para todas las secciones de ducto del sistema. El valor que se selecciona se basa en general en la velocidad máxima permisible en el conducto cabezal que sale del ventilador, para evitar demasiado ruido.

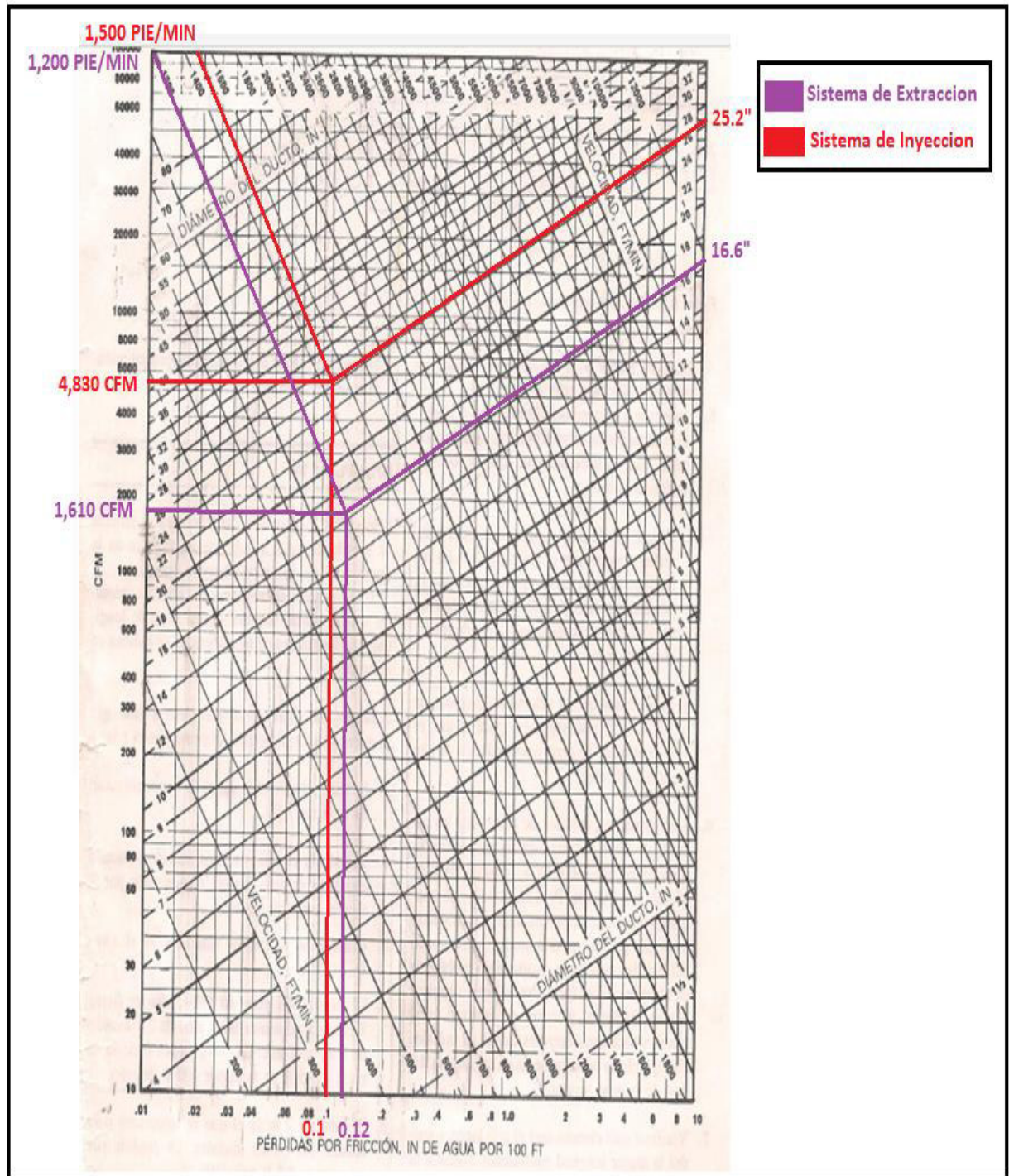
Este método consiste en:

- Selección de un valor de pérdida de presión por fricción por longitud de ducto.
- Selección de valor de caudal máximo permisible.
- Diseño de ductería usando gráficas.

La grafica de la **Figura 4.2** representa las pérdidas por fricción para flujo de aire en conductos redondos de lámina galvanizada. También se usa la gráfica de la **Figura 4.3**



para encontrar la equivalencia del diámetro de ducto redondo para obtener un conducto rectangular. Estas graficas son adecuadas para conductos de acero galvanizado con flujo de aire normal y un promedio de 40 uniones por cada 100 pies.



**Fig. 4.2** Pérdidas por fricción de flujo de aire a través de ductos redondos de lámina galvanizada en pulgadas de agua por 100 pies de ducto recto

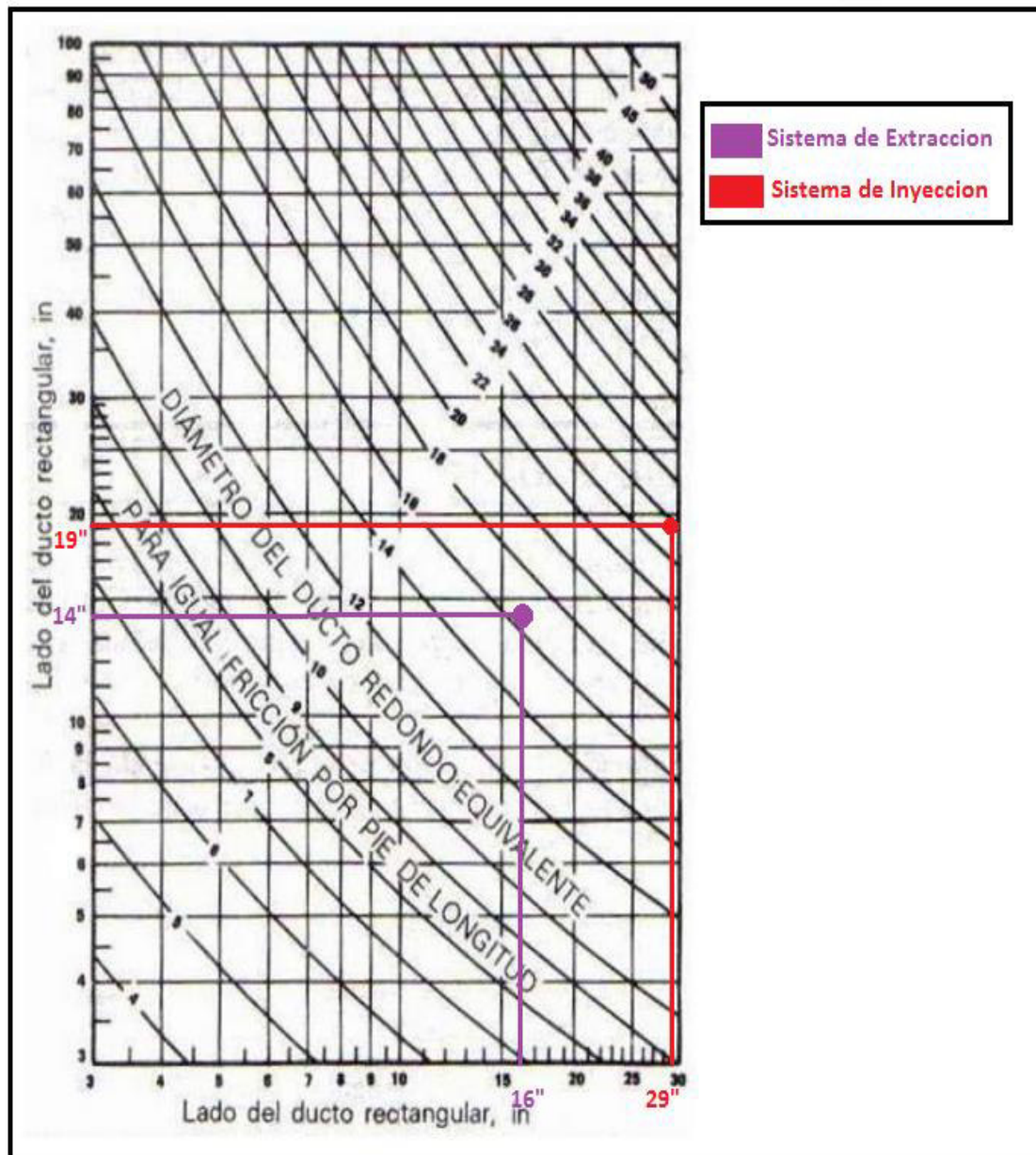


Fig. 4.3 Diámetros de ductos redondos equivalentes

### 3.6.4 DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

Para el dimensionamiento de los ductos de aire acondicionado procedemos de la siguiente manera:

- 1) Seleccionamos la velocidad a la cual viajara el aire en el interior del ducto, de acuerdo al tipo de instalación de la que se trate:

Para instalaciones muy silenciosas	$v = 700$ a $800$ pies/min
Para instalaciones silenciosas	$v = 1000$ a $1800$ pies/min
Para instalaciones comerciales	$v = 2200$ a $2500$ pies/min
Para instalaciones industriales	$v = 3000$ a $3500$ pies/min

Tabla. 4.1 Velocidad en interior de ductos de acuerdo al tipo de instalación

Como nuestro local debe de ser una instalación silenciosa optamos por utilizar la velocidad intermedia permisible para este tipo de establecimiento:

$$v = 1500 \text{ pies/min}$$

- 2) De acuerdo al volumen de aire impulsado por la manejadora y a la velocidad seleccionada anteriormente para el mismo, utilizamos la gráfica representada en la **figura 4.2** para determinar la pérdida por fricción con la cual diseñaremos la red de ductos:

$$V_M = 4,830.42 \text{ CFM}; v = 1500 \text{ pies/min}$$

Por lo tanto:

Perdida por fricción = 0.1 pulgadas de agua por 100 pies de ducto recto.

- 3) Dividimos la cantidad de aire de inyección entre los tres espacios a acondicionar de acuerdo a su área:

Total de 4,830 CFM

Espacio	Área m <sup>2</sup>	CFM
Sala de operaciones	30	2,206
Sala de expulsión	20.88	1,535
Pasillo	14.8	1,088

- 4) Teniendo ya determinada la pérdida por fricción y la cantidad de aire a inyectar a cada espacio procedemos a determinar primero la sección circular e inmediatamente después la sección rectangular equivalente. Estos tramos de ductos se ilustraran en el dibujo más adelante.

CFM	Diámetro	Sección rectangular
4,830	25.2"	29" x 19"
2,623	20"	21" x 16"
2,206	18.7"	20" x 15"
1,856	17.5"	20" x 13"
1,103	14.4"	15" x 12"
1,089	13.6"	14" x 12"
767.5	12.6"	12" x 11"
544	10.5"	12" x 9"

### 3.6.5 DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN

Para el dimensionamiento de los ductos de extracción de aire procedemos de la siguiente manera:

- 1) Seleccionamos la velocidad a la cual viajara el aire en el interior del ducto; ya que es

un volumen menor y los ductos son más pequeños, podemos utilizar una velocidad menor a la anterior, pero sin salir del rango:

**$v = 1200$  pies/min**

- 2) De acuerdo al volumen de aire impulsado por el extractor y a la velocidad seleccionada anteriormente para el mismo, utilizamos la gráfica representada en la figura 11 para determinar la pérdida por fricción con la cual diseñaremos la red de ductos:

**$V_E = 1,610.14$  CFM;  $v = 1200$  pies/min**

Por lo tanto:

Pérdida por fricción = 0.1 pulgadas de agua por 100 pies de ducto recto.

- 3) Dividimos la cantidad de aire de extracción entre los tres espacios a acondicionar de acuerdo a su área:

Total de 1,610 CFM

Espacio	Área m <sup>2</sup>	CFM
Sala de operaciones	30	735
Sala de expulsión	20.88	512
Pasillo	14.8	363

- 4) Teniendo ya determinada la pérdida por fricción y la cantidad de aire a inyectar a cada espacio procedemos a determinar primero la sección circular e inmediatamente después la sección rectangular equivalente. Estos tramos de ductos se ilustraran en el dibujo más adelante.

CFM	Diámetro	Sección rectangular
1,610	16.6"	16" x 14"
1,247	15.1"	16" x 12"
735	12.4"	14" x 9"
512	10.8"	12" x 8"
363	9.5"	12" x 6"

### 3.6.6 DISPOSITIVOS DE DIFUSIÓN DE AIRE

El sistema de difusión representa la parte final y visible de una instalación climática.

La difusión del aire condiciona, el éxito o el fracaso de la instalación. Influye directamente sobre el nivel de confort que el ocupante siente, su sensación de frío o calor.

El confort del ocupante depende de la calidad del aire interior y también su difusión está estrechamente ligada a la calidad del mismo. La correcta selección de los dispositivos de difusión permite la correcta evacuación de los contaminantes, haciendo posible un



ambiente sano para los ocupantes.

El confort de difusión en una zona de ocupación tiene que cumplir los siguientes criterios:

1. La ausencia de estratificación de temperaturas en la zona de ocupación.
2. Una buena calidad de aire interior.
3. La ausencia de corrientes de aire en la zona de ocupación.
4. Un nivel acústico confortable en la zona de ocupación.

La selección del dispositivo de difusión va de acuerdo a la necesidad o al tipo de instalación que se tenga, o simplemente de las exigencias de las normas en locales especiales, tal es el caso del quirófano en donde se exige la instalación de rejillas de inyección y de retorno.

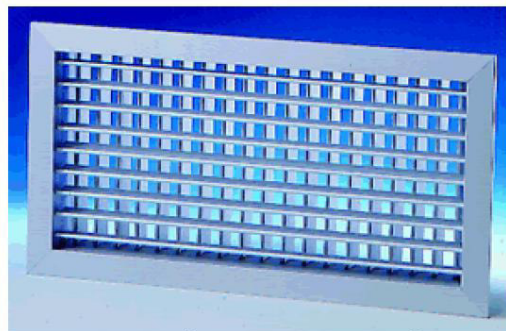
Para una óptima recirculación del aire dentro de cada ambiente, las rejillas de inyección se ubicaran a 0.30 m debajo del nivel del techo, y las rejillas de extracción de aire deberán localizarse a 0.30 m sobre el nivel del piso terminado en el muro opuesto a la inyección.

Entre los distintos dispositivos de difusión de aire que existen, elegiremos los siguientes:

Rejillas de impulsión:



IMPULSIÓN SIMPLE DEFLEXIÓN



IMPULSIÓN DOBLE DEFLEXIÓN

**Fig. 4.4 Tipos de rejillas de impulsión**

Rejillas de retorno:



RETORNO DE ALETAS FIJAS  
INCLINADAS A 45°



RETORNO DE PUERTA

**Fig. 4.5 Tipos de rejillas de descarga**

### 3.6.7 DIMENSIONAMIENTO DE REJILLAS Y DIFUSORES

Velocidades y niveles de ruido recomendado:

Tipo de area	Velocidad de salida recomendada (pies/min)		Rango de variación de las curvas de criterio de ruido (NC)		Valor aprox. De la lectura en la escala A equivalente a (Dba)	
	Inyección	Retorno	Min.	Max.	Min.	Max.
<b>Hospitales y clínicas</b>						
Cuartos Privados	400 - 600	250 - 450	25	35	32	42
Guarderías	500 - 700	350 - 500	30	40	37	47
Laboratorios	600 - 800	450 - 600	35	45	42	52
<b>Quirófanos</b>	<b>500 - 700</b>	<b>350 - 500</b>	<b>30</b>	<b>40</b>	<b>37</b>	<b>47</b>
Vestíbulos y Salas de Espera	600 - 700	450 - 600	35	40	42	47
Salas y Corredores	600 - 700	450 - 600	35	40	42	47

**Tabla. 4.2 Velocidad de salida recomendada para rejillas de inyección y retorno de acuerdo al tipo de instalación (Acondicionamiento de Aire - Edward G. PITA)**

Del cuadro anterior seleccionamos las velocidades promedios para inyección y extracción de aire recomendadas para quirófanos.

$$V_{INYECCION} = 600 \text{ pies/min}$$

$$V_{RETORNO \text{ O } EXTRACCION} = 425 \text{ pies/min}$$

$$Q = V \times A \quad \wedge \quad A = a \times b$$

Dónde:

a= Lado mayor del ducto (pulg.).

b= Lado menor del ducto (pulg.).

- **Para sala de operaciones:**

#### ***Rejillas de inyección:***

Volumen de aire a inyectar: 1,103 CFM

Velocidad promedio de inyección para hospitales: 600 pies/min

Por lo tanto la dimensión de nuestra rejilla es: 20"x14"

Tamaño: a=20"  $\wedge$  b=14"

#### ***Rejilla de extracción:***

Volumen de aire a extraer: 735 CFM

Numero de rejillas de inyección: 1

Velocidad promedio de extracción para hospitales: 425 pies/min

Por lo tanto la dimensión de nuestra rejilla es: 20"x12"

Tamaño: a=20"  $\wedge$  b=12"

- **Para sala de expulsión:**

***Rejillas de inyección:***

Volumen de aire a inyectar: 767.5 CFM

Velocidad promedio de inyección para hospitales: 600 pies/min

Por lo tanto la dimensión de nuestra rejilla es: 20"x10"

Tamaño:  $a=20'' \wedge b=10''$

***Rejilla de extracción:***

Volumen de aire a extraer: 512 CFM

Velocidad promedio de extracción para hospitales: 425 pies/min

Por lo tanto la dimensión de nuestra rejilla es: 20"x10"

Tamaño:  $a=20'' \wedge b=10''$

- **Para pasillo:**

***Difusor de inyección:***

Volumen de aire a inyectar: 544 CFM

Velocidad promedio de inyección para hospitales: 600 pies/min

Por lo tanto la dimensión de nuestro difusor es: 12"x12"

Tamaño:  $a=12'' \wedge b=12''$

***Rejilla de extracción:***

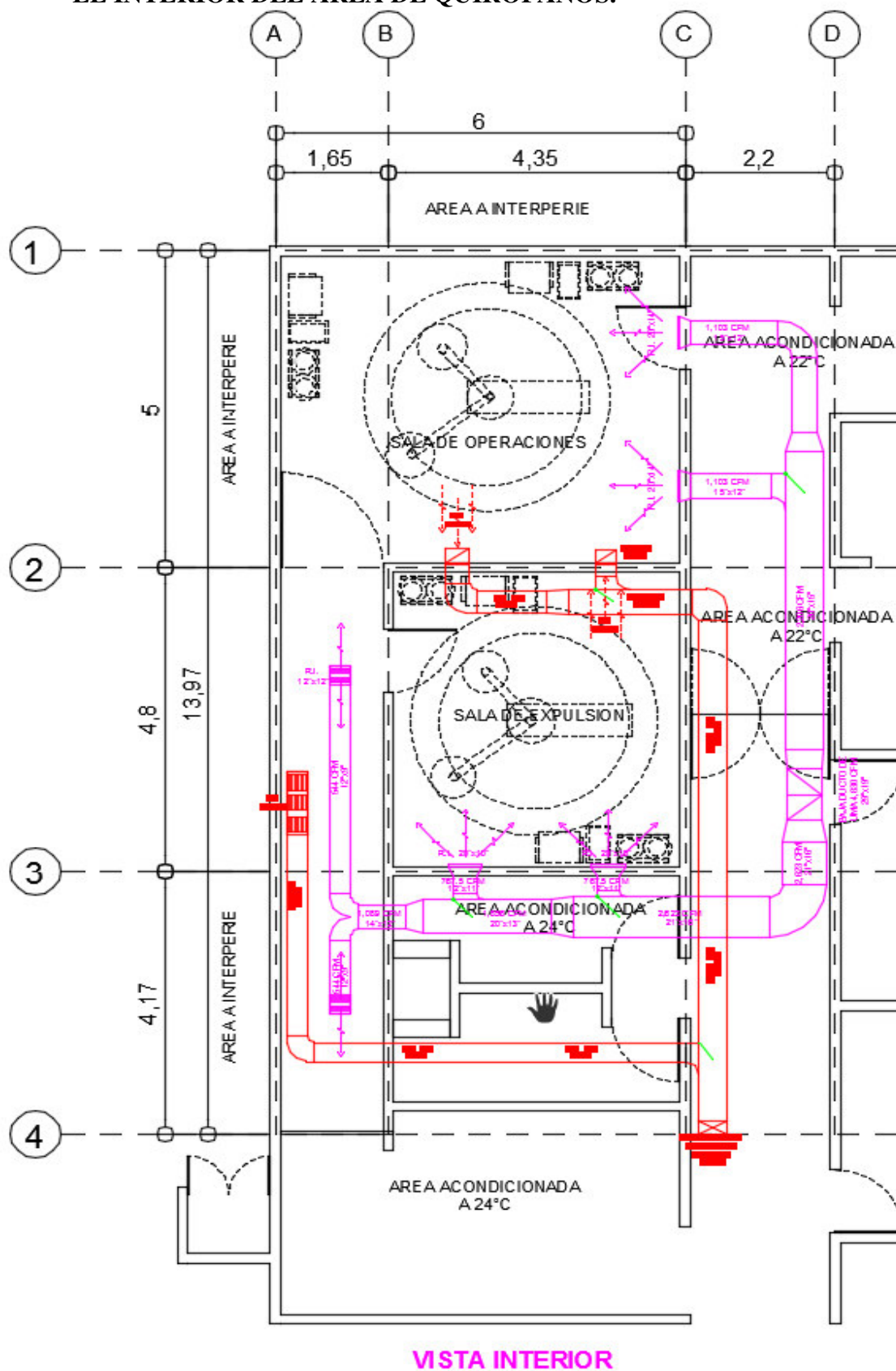
Volumen de aire a extraer: 363 CFM

Velocidad promedio de extracción para hospitales: 425 pies/min

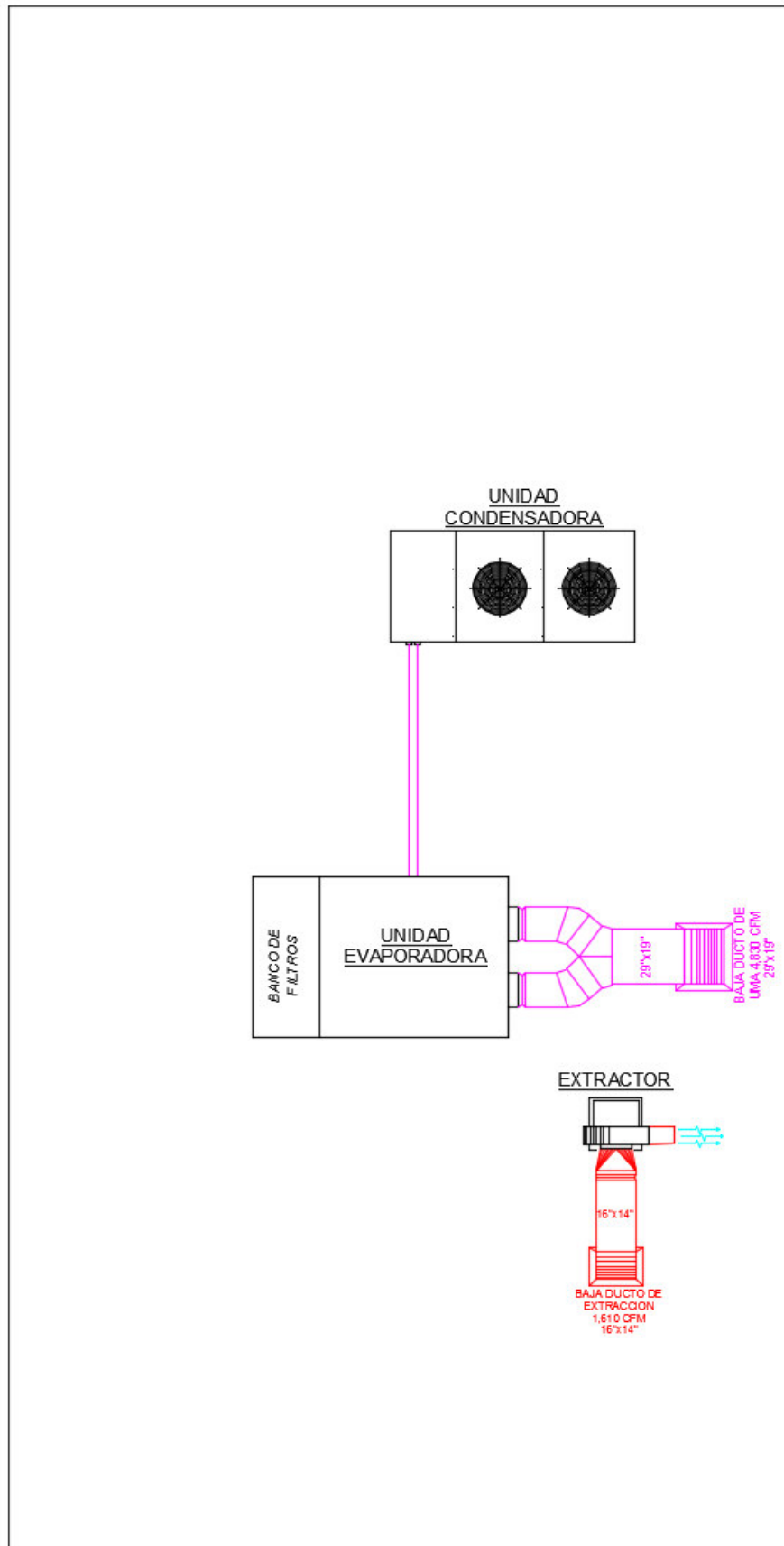
Por lo tanto la dimensión de nuestra rejilla es: 12"x10"

Tamaño:  $a=12'' \wedge b=10''$

### 3.6.8 DIBUJOS DEL SISTEMA DE INYECCIÓN Y EXTRACCIÓN DE AIRE EN EL INTERIOR DEL ÁREA DE QUIRÓFANOS.



**Fig. 4.6** Recorrido de los ductos de climatización en el interior

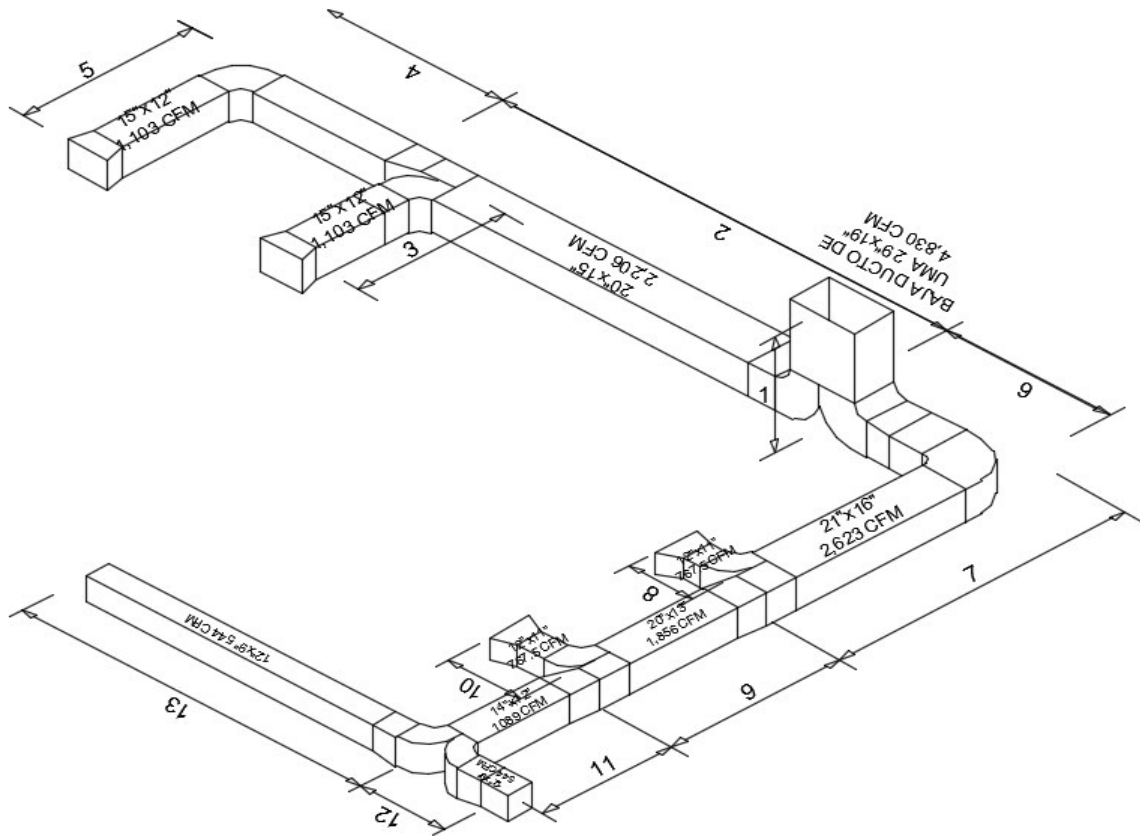


## VISTA AZOTEA

Fig. 4.7 Recorrido de los ductos de climatización en azotea

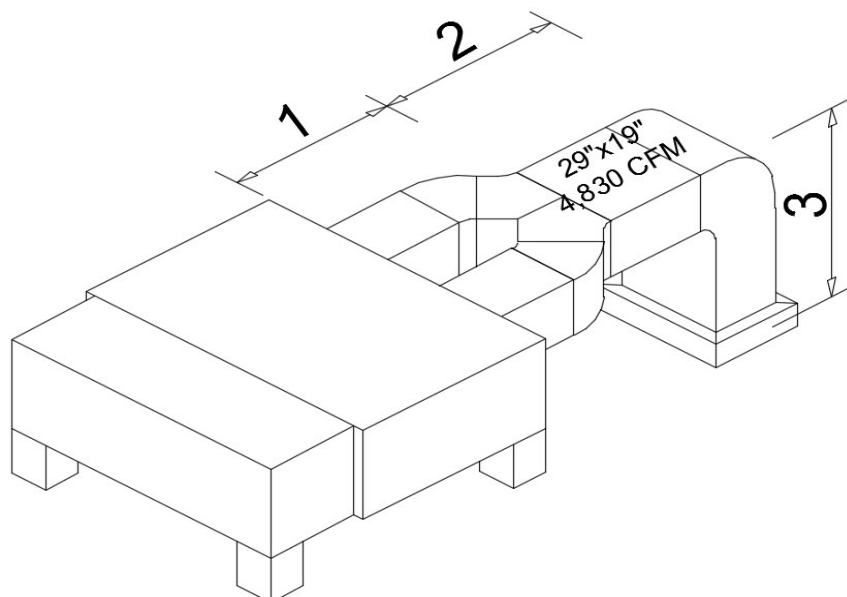
Para respaldar el grafico anterior realizamos los siguientes dibujos en isométrico para representar el recorrido que hace el sistema de ductos.

- **UMA ductos de inyección:**



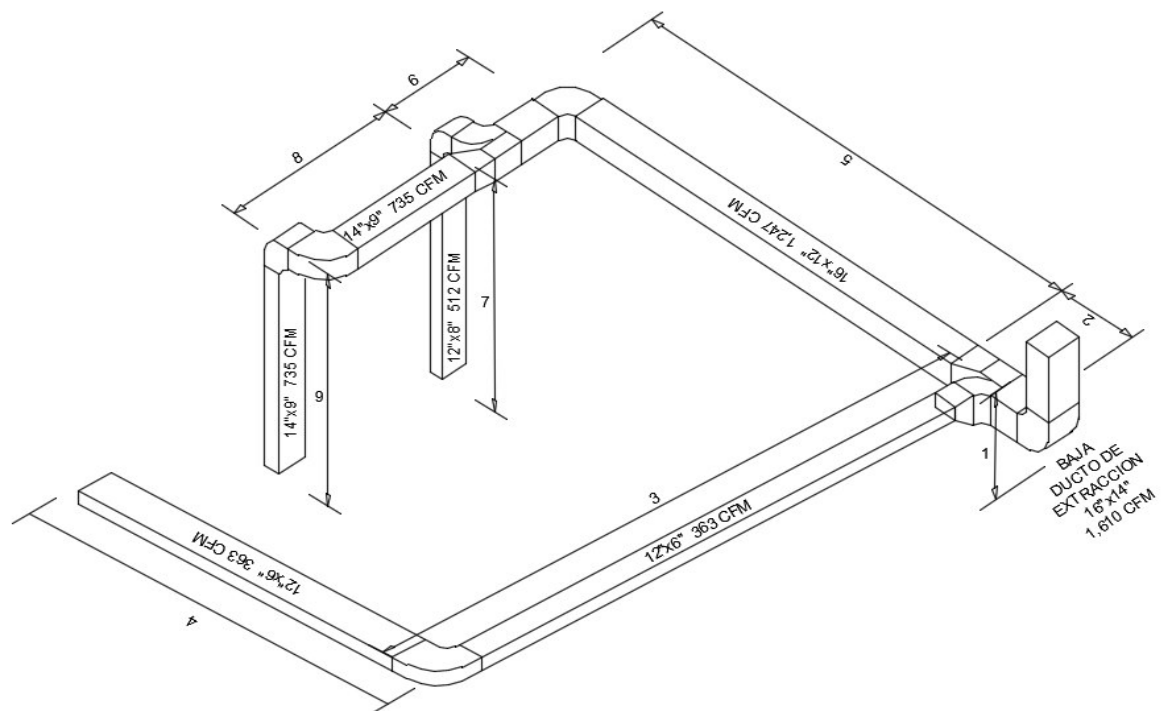
**Fig. 4.8** Recorrido interno de los ductos de inyección de aire

- **Cierre de UMA:**



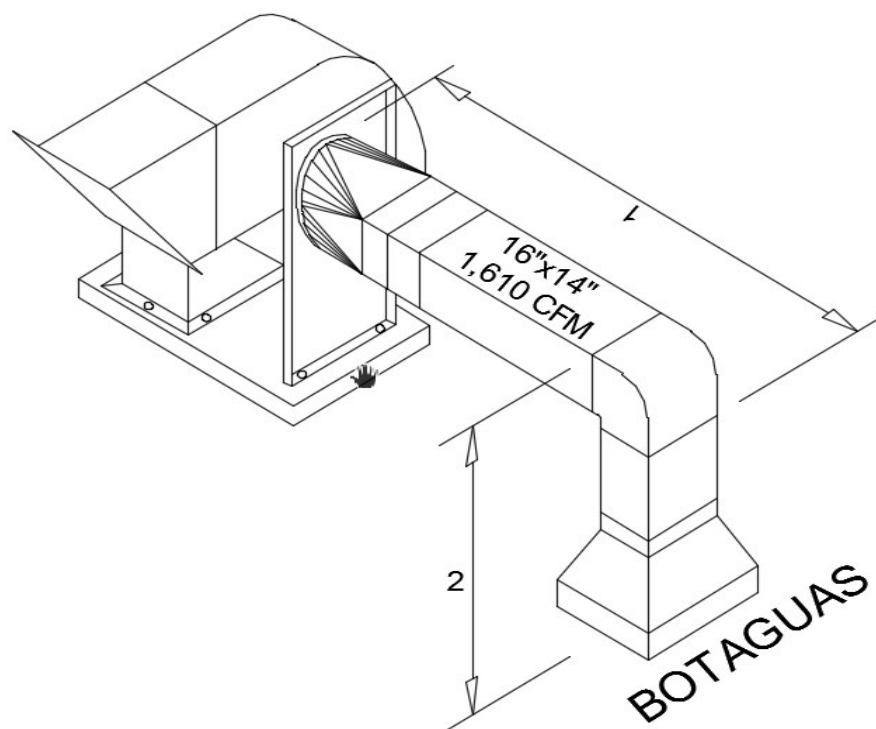
**Fig. 4.9** Recorrido externo de los ductos de inyección de aire

- **Extractor (ductos de extracción):**



**Fig. 4.10** Recorrido interno de los ductos de extracción de aire

- **Cierre de extractor:**



**Fig. 4.11** Recorrido externo de los ductos de extracción de aire



## CAPITULO 4

### SELECCIÓN DE EQUIPOS

#### 4.1 CALCULO DE CAÍDA DE PRESIÓN EN LOS DUCTOS DE EXTRACCIÓN

Las pérdidas de presión en conductos rectos debido al rozamiento se expresa de la siguiente forma:

$$H_f = (H_f/100) \times L \text{ (pulgadas de agua)}$$

En donde:

L = longitud del ducto en pies.

$H_f/100$  = pérdidas por fricción en pulgadas de agua por 100 pies de largo.

Las pérdidas de presión en conexiones de conductos se expresa de la siguiente forma:

$$H_f = C \times (V/4000)^2 \text{ (pulgadas de agua)}$$

C = Es el coeficiente de fricción.

V = Es la velocidad de aire en pies/minuto.

$H_f$  = Es la pérdida de presión en pulgadas.

Al calcular la caída de presión en un sistema de conductos se tiene que tomar en cuenta las siguientes condiciones:

- 1) Se define a la pérdida total de presión del sistema, como la pérdida de presión total a través del trayecto del ducto que tiene las mayores pérdidas de presión.
- 2) El trayecto con mayores pérdidas de presión es aquel que contenga un número considerado de conexiones.
- 3) Se deben calcular las pérdidas de presión en sistemas de conductos para determinar la capacidad de los ventiladores.
- 4) La presión del aire necesaria para vencer la fricción en un conducto es la que determina el gasto de energía del ventilador.

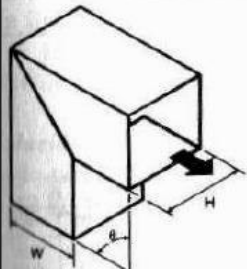
Recordemos que para calcular la pérdida total de presión en el sistema, se suman las pérdidas para cada sección de tubo recto y cada conexión en el trayecto que se haya elegido además que se deben incluir las pérdidas de presión a través de cualquier equipo.

También es importante mencionar que para calcular la pérdida total de presión en el sistema, se suman las pérdidas para cada sección de ducto recto y cada conexión en el trayecto que se haya elegido. Se deben incluir las pérdidas de presión a través de cualquier equipo. Para el caso de derivaciones se puede omitir la pérdida de presión por el tramo recto, y se calcula la pérdida de presión en el ramal, como si fuera un codo.



A continuación presento una tabla para calcular el coeficiente de fricción en codos y así poder sustituirlo en la ecuación de pérdida de presión en conexiones.

**D. Codo de ángulo, rectangular**

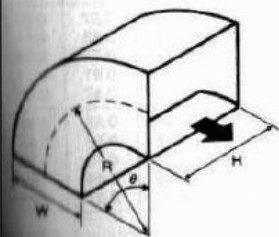


Coeficiente C

$\theta$	H/W										
	0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
20°	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05
30°	0.18	0.17	0.17	0.16	0.15	0.15	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11
45°	0.38	0.37	0.36	0.34	0.33	0.31	0.28	0.27	0.26	0.25	0.24
60°	0.60	0.59	0.57	0.55	0.52	0.49	0.46	0.43	0.41	0.39	0.38
75°	0.89	0.87	0.84	0.81	0.77	0.73	0.67	0.63	0.61	0.58	0.57
90°	1.3	1.3	1.2	1.2	1.1	1.1	0.98	0.92	0.89	0.85	0.83

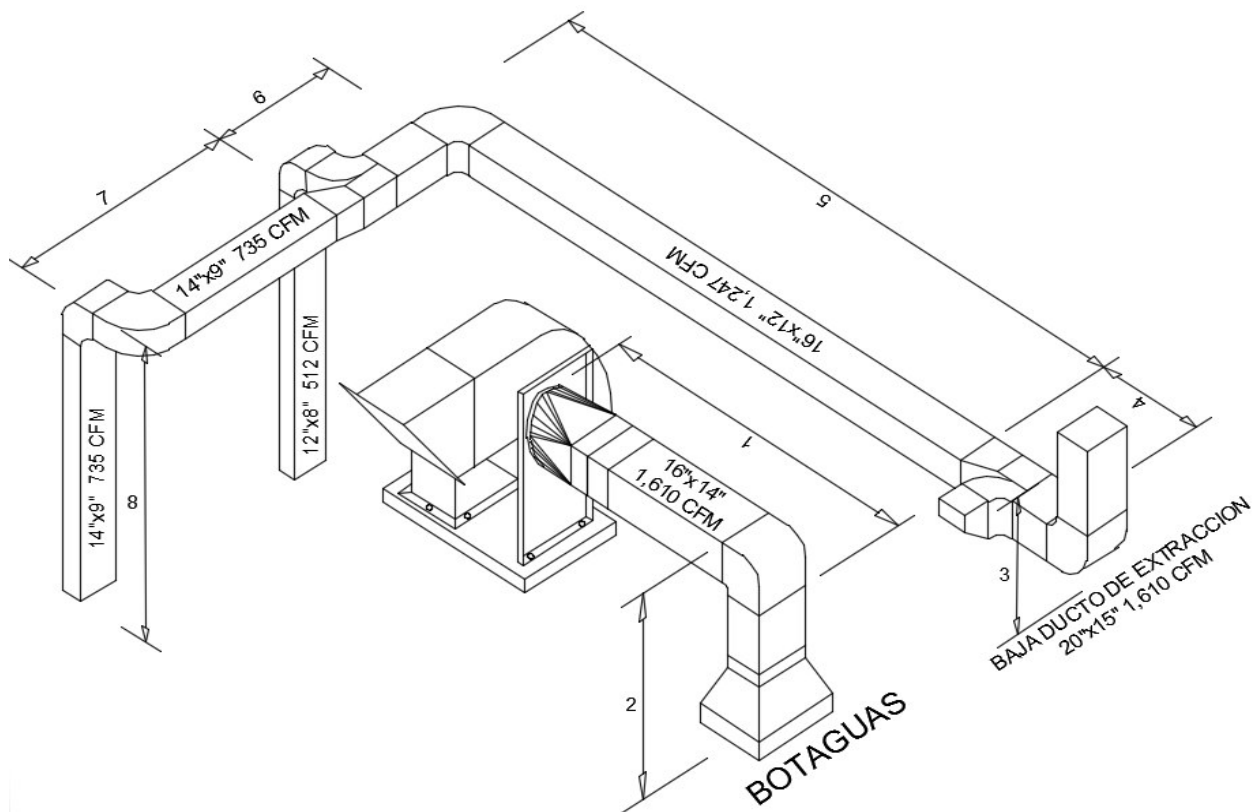
**E. Codo, rectangular de radio uniforme sin álabes**

Coeficientes para codos de 90° (ver nota)



R/W	H/W										
	0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
0.5	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.0	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2
0.75	0.57	0.52	0.48	0.44	0.40	0.39	0.39	0.40	0.42	0.43	0.44
1.0	0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.18	0.18	0.19	0.20	0.27	0.21
1.5	0.22	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17
2.0	0.20	0.18	0.16	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15

Ahora procedemos al cálculo de la caída de presión que se tendrá debido al recorrido de los ductos mostrado en el siguiente dibujo, el tramo que ha sido seleccionado es el más largo y cuenta con tres derivaciones y varios codos, antes de llegar a la rejilla más lejana de extracción.



Para el caso de este proyecto la ductería fue diseñada con una caída de presión de:  
 $H_f/100 = 0.1$  pulgadas de agua por 100 pies de largo.

Las ecuaciones que requerimos para este cálculo son:

$$H_f = (H_f/100) \times L \text{ (pulgadas de agua)}$$

$$H_f = C \times (V/4000)^2 \text{ (pulgadas de agua)}$$

La siguiente tabla nos muestra la pérdida de presión en el sistema de extracción.

CALCULO DE PERDIDA DE PRESION EN DUCTOS DEL SISTEMA DE EXTRACCION										
TRAMO	COMPONENTES	Flujo (CFM)	Velocidad Pies/min	Dimensiones (pulgadas)	Longitud (pies)	HF/100p	R/W R=(0.5W)+6"	H/W	C	Hf
1	Ducto	1,610	1,100	16" x 14"	4.92	0.1				0.0049
	Codo 90°	1,610	1,100	16" x 14"			0.93	1.1	0.19	0.0144
2	Ducto	1,610	1,100	16" x 14"	3.93	0.1				0.0039
3	Ducto	1,610	1,100	16" x 14"	4.52	0.1				0.0045
	Codo 90°	1,610	1,100	16" x 14"			0.93	1.1	0.19	0.0144
4	Ducto	1,610	1,100	16" x 14"	3.96	0.1				0.0040
5	Ducto	1,247	1,000	16" x 12"	22.96	0.1				0.0230
	Codo 90°	1,247	1,000	16" x 12"			1	1.3	0.19	0.0119
6	Ducto	1,247	1,000	16" x 12"	6.66	0.1				0.0067
7	Ducto	735	900	14" x 9"	8.53	0.1				0.0085
	Codo 90°	735	900	14" x 9"			0.82	1.8	0.19	0.0096
8	Ducto	735	900	14" x 9"	9.84	0.1				0.0098
	Codo 90°	735	900	14" x 9"			0.82	1.8	0.19	0.0096
9	Reja de Ext.									0.0230
TOTAL										0.1482

*Total: 0.1482 pulg. c. H<sub>2</sub>O*

*Total: 3.7643 mm c. H<sub>2</sub>O*

#### 4.2 SELECCIÓN DEL EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO.

Para las condiciones especiales de este proyecto el equipo que se debe instalar ya está definido, siendo una Unidad Manejadora de Aire tipo multizona, que pueda abastecer el área de quirófano, sala de expulsión, y el pasillo que comunica a estos locales.

Para proceder a la cotización es necesario proporcionar los datos del proyecto al distribuidor de equipos de aire acondicionado para que pueda sugerir un equipo y el costo de este. Los datos que a continuación se enlistan son los requeridos para la cotización de este.

- Datos geográficos:**

**Lugar del proyecto:** Ciudad de Iquitos.

**Altura:** 91 m.s.n.m.

**Presión barométrica:** 751 mmHg. (29.57 pulg. Hg)

- **Datos de diseño:**

Condiciones Exteriores		
$T_{BS} \text{ }^{\circ}\text{F}$	$T_{BH} \text{ }^{\circ}\text{F}$	$H_R \%$
95	90	80

Condiciones Interiores	
$T_{BS} \text{ }^{\circ}\text{F}$	$H_R \%$
71.6	50

Ítem	Sistema ingles
Calor sensible total	73,223.50 Btu/Hr
Calor latente total	1,305.00 Btu/Hr
Carga térmica total	74,528.5 Btu/Hr
Caudal total	4,830.42 CFM

Con los datos obtenidos procedemos a enviar esta información a nuestros proveedores para que nos envíen las fichas técnicas de los equipos que ellos nos recomendarían para nuestro proyecto.

De las diferentes marcas enviadas por nuestros proveedores seleccionaremos el equipo que cubra la demanda que se tiene para nuestra sala de quirófanos.

Para este proyecto seleccionaremos el siguiente equipo:







**Unidades de tratamiento de aire para aplicaciones higiénicas**  
Con tratamiento antibacteriano  
Caudales de aire de 1.000 a 30.000 m³/h

Las centrales de tratamiento de aire de la serie FMH / FMAH representan la solución ideal para la climatización de sectores específicos (Sector hospitalario, alimentario, químico, farmacéutico, etc.) en los cuales es necesario mantener una elevadísima calidad de aire.

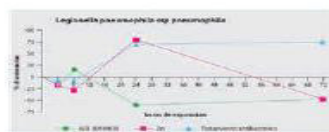
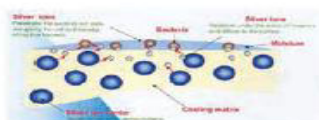
El equipo que presentamos incorpora características únicas obtenidas gracias a un minucioso proceso de investigación que ha culminado en un producto que incorpora una cuidadosa selección y realización de todos sus componentes. La FMH / FMAH se presenta como una solución absolutamente innovadora en el mundo de la climatización, la primera que afronta el problema del riesgo bacteriológico garantizando un elevado grado de higiene del aire tratado.

Los excelentes resultados de acción antibacteriana obtenidos gracias al empleo del tratamiento patentado que presentamos, han sido confirmados mediante exigentes pruebas de laboratorio que garantizan la no proliferación de bacterias nocivas para la salud.

Todas las cualidades en términos de modularidad, elevadas prestaciones y componentes que han hecho de las series FM / FMA productos líderes en el mercado, han sido consideradas en este nuevo producto desarrollado para garantizar la más alta calidad del aire tratado.

#### Tratamiento antibacteriano

Los excelentes resultados en términos de acción antibacteriana conseguidos mediante el tratamiento antibacteriano están confirmados por minuciosas pruebas de laboratorio que garantizan la no proliferación de agentes biológicos perjudiciales para la salud, de acuerdo con la legislación y normativa más exigente.



#### Especificación

Unidades de tratamiento de aire marca AIRLAN serie FMH / FMAH específicamente diseñadas para aplicaciones HIGIÉNICAS, provistas de tratamiento antibacteriano con iones de plata para prevenir la proliferación de la Legionella, certificación EUROVENT (según serie) y certificado CE que acredita su idoneidad para entornos hospitalarios, farmacéuticos, etc. Construidas con perfilera de aluminio de doble cavidad, paneles sandwich de 50 mm de espesor, tratamiento bactericida interior y pintura en pvc blanco (20 micras de espesor; Resistencia de 1.000 h en ambientes extremos; 38 °C; 100% y 250 h a spray salino; no decolorable) en el exterior, superficie interior completamente lisa y exenta de cavidades, de manera opcional paneles drenantes y posibilidad de extracción lateral de todos los componentes, bancada propia, puertas abisagradas, manillas de apertura rápida, sopletes antivibratorios, juntas flexibles y la siguiente clasificación según la EN1886: Resistencia mecánica: 2A; Fugas de aire a -400 Pa; B; Fugas de aire a +700 Pa; B; Bypass de filtros F9; Transmisividad térmica: T3; Puente térmico: T83; Atenuación acústica del panel por banda de octava: 11/12/13/13/15/33/38.

#### Características específicas de las series

- Ventilador tipo "Plug Fan" para posibilitar su limpieza.
- Baterías y recuperadores de calor en ejecución Cu/AL, Cu/Cu, Inox / Cu o Inox / Inox.
- Filtros clasificación F7 posicionados en el retorno de la central y clase F8/F9 después de la sección de ventilación.
- Toma de aire exterior dimensionada para velocidades de aire inferiores a 2 m/s y dotada de embocadura.
- Humidificadores de vapor de serie.
- Posibilidad de humidificadores adiabáticos con agua y aire comprimido para conseguir un tratamiento más higiénico.
- Silenciadores provistos de film de polietileno montados a la suficiente distancia del humidificador para evitar la formación de condensados.
- Las centrales se suministran con todos los componentes eléctricos y electrónicos necesarios para su correcto funcionamiento y con el marcado CE que certifica el cumplimiento de todos los requisitos en materia de seguridad de las directivas europeas.

sarios para su correcto funcionamiento y con el marcado CE que certifica el cumplimiento de todos los requisitos en materia de seguridad de las directivas europeas.



#### Características específicas de las series

- Las prestaciones de la unidad FMH están certificadas según el programa Eurovent.

Características certificadas	Serie FMH	Valores EN 1886
Resistencia mecánica	2A	Flexión relativa máxima.: 4mm/m
Fugas de aire a -400 Pa	B	Fuga máxima: 0,44 l/s m <sup>2</sup>
Fugas de aire a +700 Pa	B	Fuga máxima: 0,63 l/s m <sup>2</sup>
Bypass de filtros	F0	Perdida total K: 0,5%
Transmisividad térmica	T3	1<U ≤ 1,4 W/Km <sup>2</sup>
Puente térmico	TB3	0,45 < kb ≤ 0,6

- Todas las secciones de la unidad FMH están dotadas de paneles drenantes con desagüe central.



### 4.3 SELECCIÓN DEL EXTRACTOR DE AIRE.

Para la a selección del extractor de aire tenemos que tener en cuenta los siguientes criterios:

**Lugar de instalación:** Ciudad de Iquitos.

**Caudal requerido:** 1,610 CFM

**Presión estática requerida:** 3.7643 mm c. H<sub>2</sub>O

**Altitud:** 91 m.s.n.m.

**Temperatura del aire:** 22 °C.

**Frecuencia de uso:** las 24 horas del día.

**Condiciones del lugar:** humedad media, no salina.

**Calidad del aire de extracción:** limpio con pocas partículas.

**Posición:** en azotea a intemperie.

De los distintos equipos que existen en el mercado, seleccionamos el equipo centrífugo de simple entrada de la marca Soler & Palau modelo CMA-400; es el que reúne las características que solicitamos y el que más se utiliza en este tipo de instalaciones por



tratarse de equipos sumamente silenciosos.

Agregar también que por **Noma Técnica de Salud NTS N° 119-MINSA/DGIEM-V.01** los equipos empleados en este tipo de instalaciones son del tipo hongo, centrífugo u otros que sean silenciosos.

Tabla de selección de equipo de acuerdo a parámetros que se necesitan:

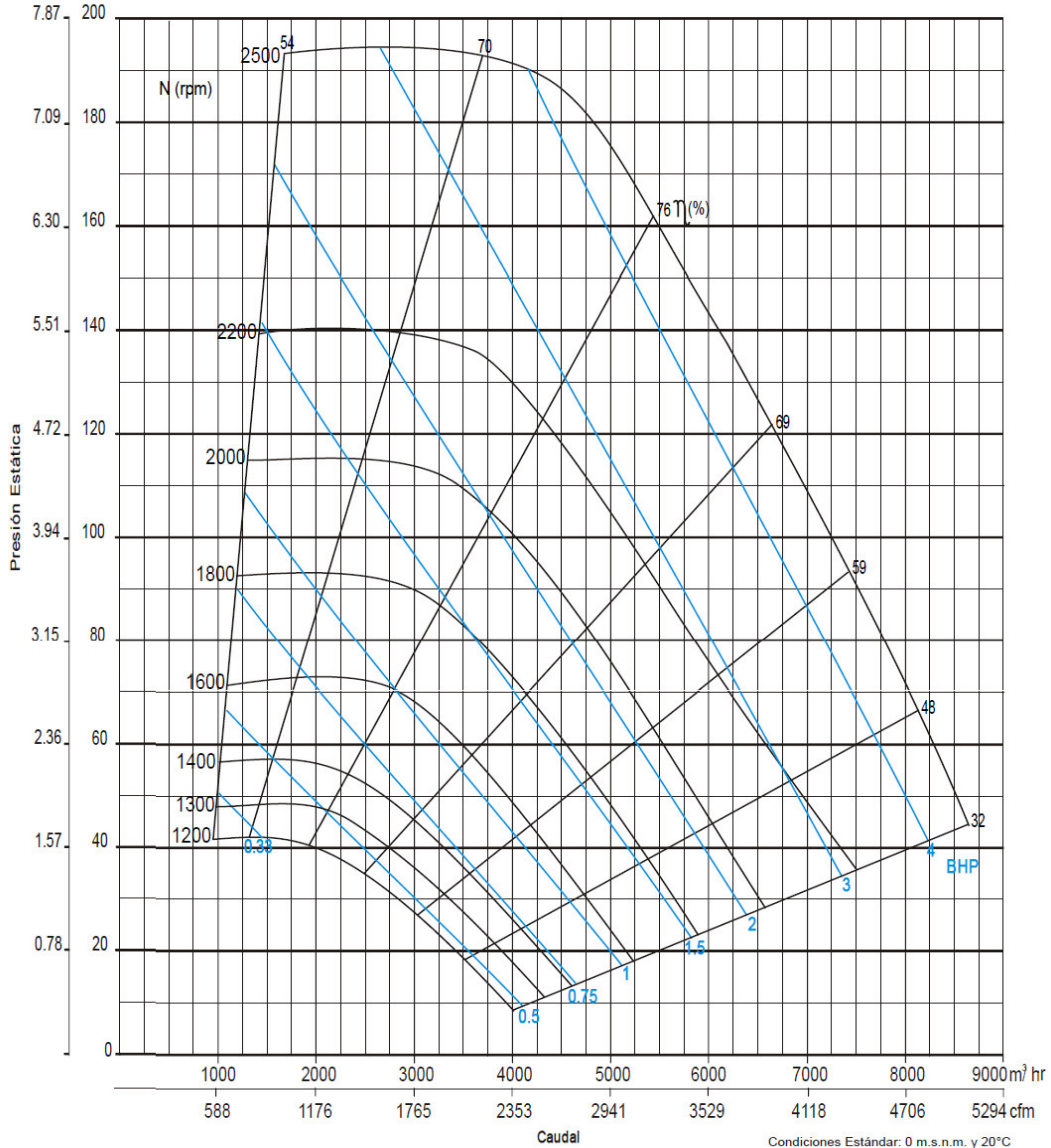
		PRESION ESTATICA mmcda - inwg.															
CFM m³/hr	Vel salida PPM	12.7mm / 5.0"		25.4mm / 1.0"		38.1mm / 1.5"		50.8mm / 2.0"		76.2mm / 3.0"		101.6mm / 4.0"		127.0mm / 5.0"		152.4mm / 6.0"	
		RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
		LWA		LWA		LWA		LWA		LWA		LWA		LWA		LWA	
1047	700	774	0.12	977	0.22	1344	0.34	1340	0.48	1646	0.76	1897	1.08	2117	1.42	2316	1.80
1779		56		60		67		72		77		81		85		88	
1196	800	821	0.15	1013	0.25	1180	0.39	1342	0.54	1644	0.84	1901	1.20	2122	1.50	2321	1.90
2033		59		62		67		72		77		81		84		87	
1346	900	869	0.17	1055	0.30	1210	0.40	1357	0.60	1641	0.90	1899	1.30	2126	1.60	2326	2.00
2287		61		64		67		71		77		81		84		87	
1495	1000	919	0.20	1100	0.35	1249	0.50	1384	0.64	1645	1.00	1895	1.40	2124	1.70	2328	2.20
2542		63		66		68		71		77		81		84		87	
1645	1100	971	0.24	1145	0.39	1291	0.55	1420	0.71	1662	1.00	1895	1.50	2119	1.90	2326	2.30
2796		66		68		70		72		76		81		85		87	
1794	1200	1025	0.30	1193	0.46	1336	0.60	1461	0.80	1688	1.20	1906	1.60	2118	2.00	2322	2.50
3050		68		69		72		73		75		81		85		87	
1944	1300	1080	0.34	1242	0.50	1381	0.68	1504	0.87	1721	1.26	1926	1.70	2125	2.20	2320	2.65
3304		70		71		73		74		76		80		84		87	
2093	1400			1293	0.60	1428	0.80	1549	0.96	1760	1.40	1953	1.80	2141	2.30	2325	2.80
3558				73		74		75		77		79		84		87	
2243	1500			1344	0.64	1475	0.86	1594	1.00	1802	1.50	1987	1.90	2165	2.40	2339	3.00
3812				74		75		76		78		80		83		87	
2392	1600			1397	0.70	1525	0.90	1641	1.16	1846	1.60	2026	2.09	2195	2.60	2360	3.10
4066				76		77		77		79		81		83		86	
2542	1700			1451	0.82	1575	1.05	1688	1.30	1890	1.74	2067	2.20	2230	2.70	2388	3.30
4321				77		78		78		80		82		83		85	
2691	1800			1506	0.90	1627	1.20	1737	1.40	1936	1.90	2110	2.40	2269	3.00	2420	3.50
4575				78		79		80		81		83		84		86	
2841	1900			1562	1.03	1679	1.26	1787	1.52	1981	2.04	2154	2.60	2310	3.10	2457	3.70
4829				79		80		81		82		84		85		87	
2990	2000					1733	1.40	1838	1.60	2029	2.20	2199	2.80	2354	3.30	2497	4.00
5083						81		82		83		84		86		87	
3140	2100					1786	1.50	1889	1.80	2076	2.40	2245	3.00	2398	3.50		
5337						82		83		84		85		87			
3289	2200					1842	1.70	1943	2.00	2126	2.50	2292	3.20	2443	3.80		
5591						83		84		85		86		88			
3439	2300					1897	1.80	1995	2.10	2175	2.74	2338	3.37				
5845						84		85		86		87					
3588	2400					1955	2.00	2050	2.30	2226	2.90	2386	3.60				
6100						85		86		87		88					
3738	2500					2012	2.20	2104	2.50	2276	3.15	2434	3.80				
6354						86		87		88		89					
3887	2600							2161	2.70	2329	3.40	2484	4.00				
6608								88		89		90					

# CMA 400



CURVA CARACTERÍSTICA

in wg mmca



## • Equipo seleccionado:

**Modelo:** CMA-400

**Caudal manejado:** 1,645 CFM

**Presión estática:** 12.7 mm c.H<sub>2</sub>O

**Velocidad de salida:** 1,100 pies/min

**BHP:** 0.24

**RPM:** 971



## 4.4. SISTEMA DE FILTROS PARA AIRE ACONDICIONADO

La función principal de los filtros de aire acondicionado es prevenir la entrada al espacio

limpio de todo ese universo de partículas y microorganismos indeseables, esta es una labor fundamental en espacios en la cual la calidad del aire tiene mucho que ver con la salud humana, puesto que por medio de este fluido se puede conducir partículas de cualquier tipo y provocar problemas en la salud.

La Aero transportación de partículas como polen, bacteria, microorganismos vivos y muertos, arenas de mar, polvos y residuos industriales (carbón, vapores químicos, partículas sólidas) ocurren de manera natural. Muchas de estas partículas y especialmente aquellas con tamaños superiores a los 5  $\mu\text{m}$  se precipitan fácilmente depositándose sobre objetos y personas que se encuentran en el lugar donde ellas están presentes.

#### 4.5. REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA DE FILTROS PARA QUIRÓFANOS.

El área de quirófanos debe de ser un área completamente limpia debido al tipo de trabajo tan delicado que se realiza en este tipo de locales, en donde se debe contar con un ambiente libre de cualquier tipo de contaminante, puesto que los pacientes en el momento de la cirugía se encuentran expuestos totalmente a ser infectados por virus o bacterias que ponen en riesgo su salud.

Por tal motivo la norma técnica de salud para establecimientos de salud peruana ha puesto especial atención en este punto, y ha determinado que el aire se debe hacer pasar por un sistema de filtrado compuesto de tres tipos de filtros para así garantizar la pureza del aire hasta en un 99.98% estos tipos de filtros son los siguientes:

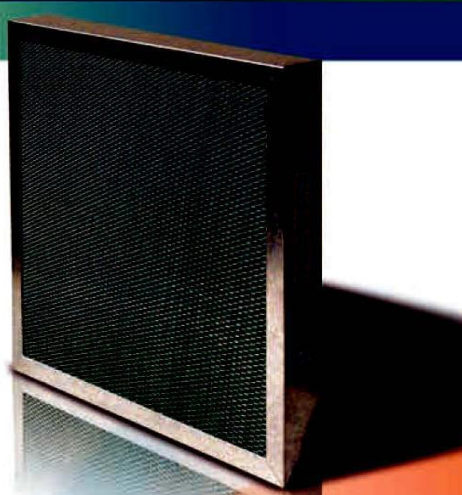
Filtros Metálicos eficiencia de 30 % Norma ASHRAE 52-1-92.

Filtros de Bolsa eficiencia de 60 % Norma ASHRAE 52-1-92.

Filtros Absolutos eficiencia de 99.997 % Norma ASHRAE 52-1-92.

A continuación muestro estos artículos de forma más detallada:

##### **Filtro metálico lavable:**



- **Aluminio / Fibra Natural**
- **Baja Resistencia**
- **Alta Arrestancia**
- **Alta Durabilidad**

**DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO**

El filtro para aire modelo M-052 es un filtro metálico para manejadoras de aire. El modelo M-052 es un filtro robusto, permanente, lavable, de baja resistencia al paso del aire y alta capacidad de retención de polvo.

Está diseñado para trabajar a velocidades hasta de 625 PPM.

er.cl



Por su construcción totalmente metálica; ya sea galvanizado o totalmente de aluminio, se puede lavar con agua a presión o soplear con aire en sentido contrario al flujo normal.

**Construcción (M-052):**

Construido en marco de lámina galvanizada zincalum y 6 mallas de aluminio como tela filtrante.

Dos mallas de protección al cartucho filtrante en mallas aluminio de 10x6x1.5x05mm ó la alternativa en malla galvanizada soldada a cuadros de 10x10 mm. remachado en una de las esquinas.

M-052	Tela Filtrante Aluminio	1"	2"
	Caída Presión Inicial ("C.A.")	.1	.14
	Caída Presión Final ("C.A.")	1.00	1.00
	Promedio de Arrestancia	73%	75%
	Capacidad Retención de Polvo (gms)	250	395

M-052	Tela Filtrante Fibra Natural	P5 (1/2")	P1 (1")	P2 (2")
	Caída Presión Inicial ("C.A.")	.05	.06	.07
	Caída Presión Final ("C.A.")	1.00	1.00	1.00
	Promedio de Arrestancia	63%	64%	67%
	Capacidad Retención de Polvo (gms)	92	119	232

**Tela Filtrante Fibra Abrasiva**

Modelo TF-M	Medidas Nominales	Medidas Reales			Resistencia Inicial (Pulg.Col.Agua)		
		Ancho	Alto	Espesor	300 PPM	500 PPM	625 PPM
FLA	1"	Ancho x Alto x Espesor			.03	.09	.13
		16 x 20 x 1"	15 1/2 x 19 1/2 x 7/8"				
		16 x 25 x 1"	15 1/2 x 24 1/2 x 7/8"				
		20 x 20 x 1"	19 1/2 x 19 1/2 x 7/8"				
		20 x 25 x 1"	19 1/2 x 24 1/2 x 7/8"				
		24 x 24 x 1"	23 1/2 x 23 1/2 x 7/8"				
	2"	16 x 20 x 2"	15 1/2 x 19 1/2 x 3/4"		.04	.10	.16
		16 x 25 x 2"	15 1/2 x 24 1/2 x 3/4"				
		20 x 20 x 2"	19 1/2 x 19 1/2 x 3/4"				
		20 x 25 x 2"	19 1/2 x 24 1/2 x 3/4"				
		24 x 24 x 2"	23 1/2 x 23 1/2 x 3/4"				

Según la selección del equipo este debe contar con 2 filtros metálicos de 24"x 24" de ancho y lato, por lo que del catálogo seleccionamos el filtro de 24"x 24"x 2" para una mayor retención de partículas.



## Filtro de bolsa:

- Filtros Metálicos Lavables
- Filtros Absolutos
- Filtros Bolsa
- Filtros Desechables
- Gabinete Porta Filtros
- Filtro Tipo Laberinto

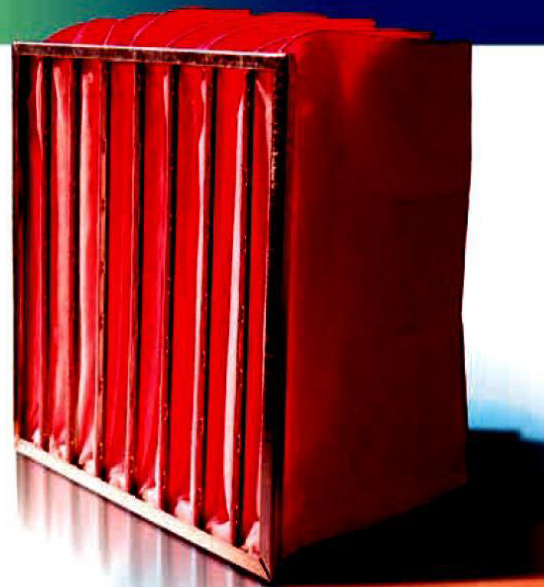
# Filtros de Bolsas

- Alta Eficiencia en Filtros de Bolsas
- 65% 85% y 95%
- Eficiencia ASHRAE

### DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO MODELOS INTERCAMBIABLES

Ya no es necesario invertir mucho dinero para mejorar la calidad de aire en su sistema de purificación; basta reemplazar sus filtros corrientes por Filtros de Bolsas **TF-B**.

Los filtros **TF-B** son usados en una amplia variedad de instalaciones; desde una sala de operaciones a una industria manufacturera, desde una sala de computación a una fábrica, en definitiva, en instalaciones de gran caudal, prefiltración y como sustituto de filtros rotativos. No importa el área que quiera purificar, usted encontrará en el filtro **TF-B** las eficiencias, medidas y capacidades correctas.



v. tecnofilter.cl

## Certificación de Fábrica

## TF-B

La "media filtrante" de los filtros **TF-B** ha sido probada y certificada por Laboratorios Norteamericanos bajo la estricta norma ASHRAE 52-76 e importada directamente de la fábrica en Estados Unidos por TECNOFILTER.

Esta media filtrante está fabricada especialmente con una costura interna en cada una de las bolsas, lo cual no permite que se unan entre sí al estar "infladas" producto del flujo de aire. Cada bolsillo cuenta, además, con una doble costura externa en su estructura, lo que asegura su forma y evita que se dañe con la presión de aire.

## TECNOFILTER TF-B 13 SERIE 95

	Tamaño	Número de Bolsillos	C.F.M. Capacidad			Resistencia (Pulg.Col.Agua)			Area Media (Pie)
			Baja	Media	Alta	Baja	Media	Alta	
90-95% Promedio Eficiencia	Alto x Ancho x Prof.								
	24 x 24 x 29"	8	2000	2500	3000	0.45	0.60	0.78	84
	24 x 24 x 22"	8	1500	2000	2500	0.40	0.56	0.74	62
	24 x 24 x 15"	8	1000	1500	2000	0.40	0.62	0.83	42
	20 x 24 x 29"	6	1675	2100	2500	0.45	0.60	0.78	61
	20 x 24 x 22"	6	1250	1675	2100	0.40	0.56	0.74	46
	20 x 24 x 15"	5	675	850	1050	0.32	0.42	0.52	27
	20 x 20 x 29"	5	1050	1400	1750	0.32	0.47	0.62	45
	20 x 20 x 22"	5	850	1250	1675	0.25	0.42	0.60	33
	20 x 20 x 15"	5	850	1250	1675	0.32	0.42	0.52	25
	12 x 24 x 29"	3	750	1000	1250	0.32	0.47	0.62	33
	12 x 24 x 22"	3	500	750	1000	0.25	0.42	0.60	24
	12 x 24 x 15"	3	400	500	625	0.32	0.42	0.52	17

## TECNOFILTER TF-B 12 SERIE 85

	Tamaño	Número de Bolsillos	C.F.M. Capacidad			Resistencia (Pulg.Col.Agua)			Area Media (Pie)
			Baja	Media	Alta	Baja	Media	Alta	
80-85% Promedio Eficiencia	Alto x Ancho x Prof.								
	24 x 24 x 29"	8	2000	2500	3000	0.34	0.44	0.53	84
	24 x 24 x 22"	8	1500	2000	2500	0.27	0.40	0.53	62
	24 x 24 x 15"	8	1000	1500	2000	0.30	0.42	0.55	42
	20 x 24 x 29"	6	1675	2100	2500	0.34	0.44	0.53	61
	20 x 24 x 22"	6	1250	1675	2100	0.27	0.40	0.53	46
	20 x 24 x 15"	5	675	850	1050	0.25	0.42	0.56	27
	20 x 20 x 29"	5	1050	1400	1750	0.28	0.38	0.48	45
	20 x 20 x 22"	5	850	1250	1675	0.21	0.35	0.46	33
	20 x 20 x 15"	5	850	1250	1675	0.25	0.42	0.55	25
	12 x 24 x 29"	3	750	1000	1250	0.28	0.38	0.48	33
	12 x 24 x 22"	3	500	750	1000	0.21	0.35	0.46	24
	12 x 24 x 15"	3	500	750	1000	0.25	0.42	0.56	17

## TECNOFILTER TF-B 11 SERIE 65

	Tamaño	Número de Bolsillos	C.F.M. Capacidad			Resistencia (Pulg.Col.Agua)			Area Media (Pie)
			Baja	Media	Alta	Baja	Media	Alta	
60-65% Promedio Eficiencia	Alto x Ancho x Prof.								
	24 x 24 x 29"	8	2000	2500	3000	0.30	0.42	0.48	84
	24 x 24 x 22"	8	1500	2000	2500	0.23	0.33	0.46	62
	24 x 24 x 15"	8	1000	1500	2000	0.25	0.36	0.50	42
	20 x 24 x 29"	6	1675	2100	2500	0.30	0.42	0.58	61
	20 x 24 x 22"	6	1250	1675	2100	0.23	0.33	0.46	46
	20 x 24 x 15"	5	675	850	1050	0.22	0.34	0.46	27
	20 x 20 x 29"	5	1050	1400	1750	0.22	0.32	0.46	45
	20 x 20 x 22"	5	850	1250	1675	0.19	0.30	0.42	33
	20 x 20 x 15"	5	850	1250	1675	0.22	0.34	0.46	25
	12 x 24 x 29"	3	750	1000	1250	0.22	0.32	0.46	33
	12 x 24 x 22"	3	500	750	1000	0.19	0.30	0.42	24
	12 x 24 x 15"	3	400	500	1250	0.22	0.34	0.46	17

Según la selección del equipo este debe contar con 2 filtros de bolsa de 24"x 24" de ancho y lato o 4 de 12"x 24" de ancho y lato, por lo que del catálogo seleccionamos el filtro de 12"x 24"x 15" con una eficiencia de 60-65%.

## Filtros absolutos:

Filtros Metálicos Lavables  
 ● Filtros Absolutos  
 Filtros Bolsa  
 Filtros Desechables  
 Gabinete Porta Filtros  
 Filtro Tipo Laberinto

## Filtros Absolutos



- Areas Estériles, Salas de Cirugía, Laboratorios
- Sistemas de Ventilación de Computadores
- Salas de Terapia
- Areas de Productos Alimenticios
- Eliminación de Microorganismos Patógenos y Esporas
- Eliminación de Partículas Tóxicas o Radioactivas



### DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO

Los Filtros Absolutos, garantizan una eficiencia mínima de 99,97%, de acuerdo a las pruebas DOP, la cual indica una penetración máxima de 0,03% de partículas de 0,3 micrones.

La pérdida máxima de presión inicial es de 25 mm.columna agua (1 pulg.column.agua), dependiendo de las características del ventilador.

DIMENSIONES DEL FILTRO					
Nº	Caudal PCM	M3 / H	Alto (A)	Ancho (B)	Espesor (C)
1	135	229,5	12	12	5
2	600	1020	24	24	5
3	1100	1870	24	24	11
4	1375	2237	24	30	11
5	225	382,5	12	12	11
6	500	850	24	12	11
7	750	1375	24	30	5

Según la selección del equipo este debe contar con 2 filtros de absolutos de 24"x 24" de ancho y lato, por lo que del catálogo seleccionamos el filtro de 24"x 24"x 11" con una eficiencia de 99.97%.



## CAPITULO 5

### EVALUACION ECONOMICA

#### 5.1 CUANTIFICACIÓN DE LÁMINA EN EL SISTEMA DE DUCTOS.

Los ductos de aire acondicionado, de ventilación o de extracción, se fabrican por lo general de lámina galvanizada, para esta labor son usados diferentes calibres dependiendo el lado mayor del ducto, la dimensión del lado mayor será directamente proporcional al calibre, ya que necesita mayor resistencia para no deformarse al paso del aire en su interior.

Para la cuantificación del peso de los ductos se han diseñado tablas de pesos y calibres, estas tablas nos dan el calibre de lámina que se debe de usar y aparte el peso del ducto por metro lineal ya fabricado y colgado, estas tablas incluyen el desperdicio debido a codos, desviaciones, reducciones y derivaciones, aunque manejan diferentes porcentajes siendo unas más holgadas que otras.

Los calibres de lámina galvanizada para la elaboración de ductos de aire acondicionado se usan de esta manera:

Ductos Rectangulares			Ductos Circulares		
Dimensión lado mayor (pulgadas)	Calibre Tol Galv. US	Calibre aprox. Tol Galv.(mm)	Diámetro (pulgadas)	Calibre Tol Galv. US	Calibre aprox. Tol Galv.(mm)
Hasta 12	26	0,5	Hasta 8	26	0,5
13-30	24	0,7	45-36	24	0,7
31-48	22	0,9	25-48	22	0,9
49-84	20	1	49-72	20	1
Mayor a 84	18	1,1			

En la tabla siguiente se calcula el área de aislante que se necesitara y el peso de los ductos de acuerdo al calibre que manda su lado mayor, obteniendo los siguientes datos:

DUCTERIA DE TODO EL SISTEMA																
N°	I	R	E	SECCION (PULGADAS)	SEMI PERIMETRO	CALIBRE	LONGITUD (m)	LAMINA (Kg/m)	AISL. TERMICO m2/m	LAMINA CAL. 26 Kg	LAMINA CAL. 24 Kg	LAMINA CAL. 22 Kg	LAMINA CAL. 20 Kg	LAMINA CAL. 18 Kg	AISL. TERMICO m2	PROT. A INTERPERIE
UMA (DUCTOS DE INYECCION)																
1	X			29	X	19	48	24	1,41	16,80	2,60	23,69			3,67	
2	X			20	X	15	35	24	5,58	12,75	1,95	71,15			10,88	
3	X			15	X	12	27	24	1,84	10,2	1,55	18,77			2,85	
4	X			15	X	12	27	24	2,19	10,2	1,55	22,34			3,39	
5	X			15	X	12	27	24	2,12	10,2	1,55	21,62			3,29	
6	X			21	X	16	37	24	2,03	13,35	2,05	27,10			4,16	
7	X			21	X	16	37	24	3,59	13,35	2,05	47,93			7,36	
8	X			12	X	11	23	26	0,80	7,20	1,35	5,76			1,08	
9	X			20	X	13	33	24	2,10	13,05	2,00	27,41			4,20	
10	X			12	X	11	23	26	0,90	7,20	1,35	6,48			1,22	
11	X			14	X	12	26	24	1,61	9,90	1,50	15,94			2,42	
12	X			12	X	9	21	26	1,03	6,75	1,25	6,95			1,29	
13	X			12	X	9	21	26	4,25	6,75	1,25	28,69			5,31	
CIERRE DE UMA																
1	X			29	X	19	48	24	1,37	16,80	2,60	23,02			3,56	3,56
2	X			29	X	19	48	24	1,50	16,80	2,60	25,20			3,90	3,90
3	X			29	X	19	48	24	1,50	16,80	2,60	25,20			3,90	3,90
EXTRACTOR (DUCTOS DE EXTRACCION)																
1			X	16	X	14	30	24	1,38	11,25	1,70	15,53			2,35	
2			X	16	X	14	30	24	1,38	11,25	1,70	15,53			2,35	
3			X	12	X	6	18	26	6,45	6,00	1,10	38,70			7,10	
4			X	12	X	6	18	26	3,99	6,00	1,10	23,94			4,39	
5			X	16	X	12	28	24	7,02	10,5	1,6	73,71			11,23	
6			X	16	X	12	28	24	2,03	10,5	1,6	21,32			3,25	
7			X	12	X	8	20	26	3,00	6,5	1,2	19,50			3,60	
8			X	14	X	9	23	24	2,60	9,3	1,4	24,18			3,64	
9			X	14	X	9	23	24	3,00	9,3	1,4	27,90			4,20	
CIERRE DE EXTRACTOR																
1			X	16	X	14	35	24	1,37	12,75	1,95	17,47			2,67	2,67
2			X	16	X	14	35	24	1,5	12,75	1,95	19,13			2,93	2,93
TOTAL										130,02		0,00	0,00	0,00	110,17	16,96

## 5.2 COTIZACIÓN

ITEM	EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACION MECANICA				
1.0	EQUIPOS	UNID	CANT	P/U	IMPORTE
1.1	Unidad manejadora marca Airlan, tipo multizona, descarga horizontal, equipada con serpentín de refrigeración para R-410 A, para manejar 5,200 CFM, con 0.5" de p.e. con capacidad de 80,000 Btu/Hr, para operar a 230/460V-3F-60Hz, 2200 RPM, con variador de frecuencia para el motor, con sección de filtros tipo planos, filtros tipo bolsa del 60% de eficiencia y filtros tipo HEPA del 99.97% de eficiencia.	PZA	1	S/.18.950,00	S/.18.950,00
1.2	Unidad condensadora marca Airlan para R-410 A , enfriada por aire, 230V-3F-60Hz	PZA	1	S/.9.607,00	S/.9.607,00
1.3	Ventilador de extracción de aire, centrifugo, marca soler & palau, modelo CMA-400, con capacidad para manejar un caudal de 1,645 CFM, con motor eléctrico de 0.24 BHP, girando el ventilador a 971 rpm, y presión estática 12.7 mmca.	PZA	1	S/.2.065,00	S/.2.065,00
1.4	Deshumidificador de 20-30 Lb/Hr para operar a 220V-1F-60Hz	PZA	2	S/.700,00	S/.1400,00
2.0	MATERIALES Y MANO DE OBRA - SISTEMA DE AA				
2.1	Materiales de instalación de equipos incluye: Soporte y anclajes, tendido de tuberías de cobre, interconexión eléctrica, sistema de drenaje a 01m, cableado eléctrico de fuerza a 01m.	GLB	1	S/.6.000,00	S/.6.000,00
2.2	Mano de obra de instalación de 01 equipos de aire acondicionado y 01 equipo de ventilación mecánica.	GLB	1	S/.1.500,00	S/.1.500,00
2.3	Suministro, fabricación e instalación de ductos de plancha galvanizada	KG	780	S/.9,00	S/.7.020,00
2.4	Aislante térmico a base de colchoneta de fibra de vidrio de 2" de espesor, con foil de aluminio, y sellador negro en los traslapes, incluye; pegamento de contacto.	M2	120	S/.25,00	S/.3.000,00
2.5	Junta flexible fabricado a base de lona, para interconexión de ductos con equipos y evitar transmitir vibraciones, incluye; fijación, cocido con hilo cáñamo, conexión a ductos.	GLB	1	S/.35,00	S/.35,00
2.6	Rejillas y difusores fabricados con ductos de plancha galvanizada con dampers	PULG2	2952	S/.0,45	S/.1.328,40
2.7	Termostato de cuarto modulante marca honeywell o similar	UND	1	S/.300,00	S/.300,00
2.8	Filtros especiales para aire, que incluye; gabinete portafiltros fabricado con plancha galvanizada, conteniendo, 4 filtros metálicos mca. 30% ef, prueba ashrae, 4 filtros de bolsas 60% ef, prueba ashrae, y 4 filtros absolutos 99.97%.	GLB	1	S/.2.500,00	S/.2.500,00
				<b>SUB-TOTAL</b>	<b>S/.53.705,40</b>
				<b>18% I.G.V</b>	<b>S/.9.666,97</b>
				<b>T O T A L</b>	<b>S/.63.372,37</b>

## CONCLUSIONES

- Se concluye que con el diseño realizado se proporciona las condiciones necesarias exigidas por las normas peruanas, lo que significa una mejora en las condiciones de seguridad, salud ocupacional y medio ambiente.
- Según los cálculos realizados se determinó que en el área de quirófano se instalara un equipo de aire acondicionado de capacidad  $Q_{TOTAL} = 74,528.5 \frac{BTU}{Hr}$  con un caudal de inyección de  $V_{INYECCION} = 4830CFM$  y el caudal del extractor será  $V_{EXTRACCION} = 1610CFM$
- Se seleccionó los equipos adecuados de catálogos de fabricantes y Conjuntamente con esto selecciono los filtros adecuados e indicados por la norma de salud, que son el metálico, el de bolsa y el absoluto, logrando de esta manera la calidad de aire exigida.
- Se calcularon las dimensiones de los ductos tanto para inyección como para extracción por el método de igual fricción, y la difusión del aire en el interior por medio de rejillas de inyección y extracción.

## **RECOMENDACIONES**

- Se recomienda que antes de la operación del equipo se verifique todo el sistema antes del arranque inicial (sin energía) y luego verificar su funcionamiento con energía aplicada.
- Verificar la pendiente del sistema de drenaje para constatar que el condensado producido en el evaporador este drenando correctamente.
- Una vez instalado los equipos y puestos en funcionamiento realizar el balance de flujo en cada una de las rejillas de inyección y extracción del sistema para garantizar que por cada rejilla saliese el flujo de aire proyectado.
- Realizar un programa de mantenimiento preventivo y correctivo para que los equipos funcionen de acuerdo a lo proyectado (eficientemente).
- En las labores de mantenimiento se incluyan al mismo tiempo las tareas de limpieza y desinfección de los componentes estructurales garantizándose así la ausencia de desperfectos, incrustaciones, corrosiones, lodos, etc., que pudieran alterar el correcto funcionamiento de los equipos.
- Se recomienda también que en el plan de mantenimiento se tome en cuenta cada cuanto tiempo se tiene que realizar el cambio de los pre filtros y los filtros absolutos.
- La limpieza de la superficie externa de las rejillas de entrada y salida de aire se hará diariamente por el personal de limpieza.



## **BIBLIOGRAFIA**

- Rigoberto Quinchia H. / Jorge Puerta S.  
Ventilación Industrial – 2da Edición. Diciembre 1995
- Edward G. Pita  
Acondicionamiento de Aire – 2da Edición
- Ernest Tricomi  
ABC del Aire Acondicionado
- William C. Whitman / William M. Johnson  
Tecnología de la Refrigeración y Aire Acondicionado

### **Normas**

- Norma Técnica de Salud N°119-MINSA
- Artículo del MINSA – Sistemas de Aire Acondicionado en Instalaciones de Salud

### **Direcciones de internet**

- <http://www.minsa.gob.pe/transparencia/index.asp?op=115>
- <http://www.senamhi.gob.pe/>
- <http://www.minem.gob.pe/>

ANEXOS

- El tanque diario tendrá conexión directa al tanque de almacenamiento general de petróleo Diésel; conformado por un conjunto de tuberías de alimentación y retorno (o rebóse).
- El ruido percibido a 7 metros de distancia, desde donde se encuentra instalado el grupo electrógeno, no rebasará los 50 db durante el día y 40 db durante la noche, según lo establecido por el Reglamento de Estándares Nacionales de Calidad Ambiental para Ruido, aprobado con Decreto Supremo N° 085-2003-PCM. Asimismo, se empleará aislamiento acústico dentro del ambiente y/o se empleará equipos del tipo insonorizado (encapsulados) para aminorar el ruido.
- El área mínima para la instalación de la sala de grupo electrógeno, será conforme a la capacidad de dicho grupo, el cual incluye al tanque diario de petróleo y la instalación para el grupo electrógeno y/o grupos electrógenos.
- El grupo electrógeno podrá funcionar con: Petróleo diésel B5, glp o gas natural, siendo recomendable el uso de petróleo diésel B5.
- El ambiente para grupo electrógeno, tendrá un dimensionamiento capaz de albergar a 2 equipos: uno para abastecimiento y otro de reserva (redundante), deberá estar a nivel del primer piso, en caso de no contar con el espacio se podrá instalar en un semisótano con adecuada ventilación.
- La expulsión del aire caliente del radiador de la sala de grupos electrógenos se hará a un ambiente externo libre de tránsito de personas y del sistema de descarga de gases de combustión será por la chimenea; la cual debe contar con silenciador residencial anti vibrador y demás accesorios.
- El ambiente que aloja a los grupos electrógenos, poseerá la ventilación y volumen de aire fresco necesario para su funcionamiento y estén según de acuerdo a las recomendaciones del fabricante. De ser necesario, se empleará ventilación mecánica de inyección y extracción de aire.
- Se tomará en cuenta el dimensionamiento de las bases de cimentación, para los grupos electrógenos considerando las características proporcionadas por el fabricante, las que se indican en la especialidad de estructuras.
- En los establecimientos de salud de emergencia, la capacidad del equipo de grupo electrógeno estará en función a la cobertura total de la demanda de consumo eléctrico del establecimiento.



J.J. BOBADILLA A.

#### 6.2.5.10 Sistema de Climatización

##### A. Sistema de Aire Acondicionado (AA):

- Tiene el propósito de lograr el confort dentro de un ambiente, así como la reducción de la concentración de agentes contaminantes, tales como microorganismos, polvo, gases narcóticos, desinfectantes, sustancias odoríferas u otras sustancias contenidas dentro de los ambientes de un establecimiento de salud.
- Para la climatización de los ambientes, se podrán emplear sistemas convencionales y sistemas de enfriamiento por agua.
- Los establecimientos de salud, deben considerar el empleo de sistemas de aire acondicionado en aquellos ambientes que requieren climatización como sala de operaciones, sala de partos, cuidados intensivos, esterilización, laboratorio, entre otros.
- Para ambientes que requieran estrictas condiciones de asepsia como salas de operaciones, cuidados intensivos o central de esterilización (zona rígida), entre otros, se deberá proporcionar calidad del aire, eliminando partículas de 0.3 micrones al 99.97 % de eficiencia mediante sistema de filtrado de aire.



- El sistema de filtración de aire estará conformado por: pre filtros, filtros de baja eficiencia, filtros tipo bolsa de mediana eficiencia, filtros hepa de alta eficiencia (que cumplan con el test DOP "Di-Octyl Phthalate") y filtros (lámparas) ultravioleta. El empleo de cada uno de ellos, será conforme al nivel de asepsia y requerimiento del ambiente a instalarse.
- La instalación de los ductos y dispositivos de los sistemas de aire acondicionado en un ambiente, se realizará por encima del falso cielo raso.
- El material del falso techo a instalarse en los ambientes de alto grado de asepsia, será compacto y no contaminable.
- El área a cubrir por parte de los equipos de aire acondicionado, tomará en cuenta la capacidad requerida e instalada en el establecimiento de salud.
- Los equipos ubicados en la azotea del establecimiento, deben conservar una distancia de separación mínima de 60 cm entre sí, para el mantenimiento respectivo.
- Los equipos de AA y ventilación mecánicas ubicados en las azoteas, deberán estar protegidos contra el polvo, lluvias, sol, corrosión, mediante un sistema de tabiquería drywall y o material similar resistente.
- Para su protección, aquellos equipos de AA que no vienen protegidos de fábrica y se encuentran a la intemperie, se debe considerar la implementación de techos ligeros y/o coberturas.
- Se realizarán pruebas de funcionamiento del sistema de AA, los cuales estarán plasmados en protocolos de prueba indicándose parámetros de caudal, temperatura, humedad, presión, entre otros. Asimismo, dichos protocolos deben estar firmados y visados por profesionales de la especialidad.
- La climatización con calefacción se instalará en ambientes como: Cuidados intensivos, laboratorios, sala de traumashock, tópicos, sala de operaciones de quemados, entre otros. Siendo la temperatura de calefacción, dependiendo de la estación de invierno, el cual va en el rango de 23°C a 28°C.
- En ambientes de menor dimensión y capacidad, se emplearán equipos de aire acondicionado del tipo Split.
- Para regiones de temperaturas cálidas, se podrá considerar la instalación de sistemas de aire acondicionado con refrigerante de volumen variable (VRV) – bombas de calor; por poseer ventajas de ahorro de energía y eficiencia energética, tales como equipos, Split, Multi-Split y otros.
- Para regiones de temperatura frías (de 0°C o menor), se debe considerar otros sistemas de aire acondicionado adecuado, en lugar de los sistemas de bomba de calor.
- Los equipos de aire acondicionado del tipo split, multi-split, entre otros, emplearán para su funcionamiento, refrigerante ecológico R410A y/o similares. En ningún caso podrá emplearse refrigerante no ecológico como el R22.
- La instalación de equipos de AA tipo split decorativo y multi-split, considerará lo siguiente:
  - o Se empleará para climatizar ambientes, que no requieran asepsia rigurosa.
  - o En ambientes de menor área y capacidad térmica, se podrá utilizar del tipo Split decorativo frío / frío-calor, y para ambientes de mayor dimensión y capacidad se pondrá instalar los sistemas de aire acondicionado VRV frío/frío-calor; enfriadoras aire-agua/bomba de calor, entre otros.
- De igual modo, se podrán instalar resistencias eléctricas, cajas de volumen de aire constante (VAC), entre otros equipos, para la calefacción en los ductos y/o equipos del sistema de aire acondicionado, si el ambiente lo requiera.



- En las salas de operaciones, se debe considerar lo siguiente:
  - o Se empleará sistema de aire acondicionado de flujo laminar en salas de alta complejidad quirúrgica<sup>22</sup> y sistema convencional para intervenciones de menor complejidad<sup>23</sup>. El flujo laminar contendrá las cortinas lineales de aire alrededor de las rejillas de flujo laminar.
  - o Se requerirá la instalación de filtros especiales, para evitar la contaminación de agentes contaminantes, tales como: pre filtros, filtros de baja eficiencia, filtros tipo bolsa de mediana eficiencia, filtros hepa de alta eficiencia y filtros (lámparas) ultravioleta.
  - o Los equipos de aire acondicionado a instalarse, serán 100% aire exterior.
  - o Contarán con la instalación de dispositivos de medición como los termostatos y humidistatos dentro del ambiente, para lo cual se instalarán las tuberías empotradas de conexión eléctrica a los equipos de aire acondicionado.
  - o El valor mínimo de humedad permitido será del 45%. Para ello, los humidistatos y termostatos serán indispensables para que el aire acondicionado se active y evite la descarga eléctrica en el paciente intervenido, toda vez que los equipos de operación, el paciente y el piso conductivo se encuentran en contacto. En zonas de la costa, la humedad suele encontrarse por encima del valor indicado; pero en las zonas de la sierra y selva, la humedad es inferior al valor mencionado, por lo que se incrementa la descarga eléctrica al paciente. En ambos casos, se deberá prevenir antes de evitar accidentes, haciendo uso de humidificadores y deshumidificadores.
  - o La temperatura interior a climatizar, tendrá como temperatura mínima 20°C y el factor de simultaneidad será del 100%.
  - o No se instalarán en salas de operaciones, equipos de aire acondicionado del tipo ventana, Split decorativo, tipo paquete o Split ducto con recirculación de aire.
- Los equipos de aire acondicionado a instalarse en la sala de partos serán 100% aire exterior, (tomado del medio ambiente) y poseerán un sistema de extracción de aire independiente.
- El sistema de aire acondicionado podrá diseñarse y aplicarse para los establecimientos de salud, por zonas pudiendo ser unizona, multizona e individuales.
- En el ambiente de Centro de datos (Data Center), se emplearán equipos de aire acondicionado de precisión, que tengan control de temperatura, humedad y otros parámetros dentro del ambiente. Los equipos de aire acondicionado de precisión tendrán que instalarse para su operatividad con equipos de reserva (redundancia).
- En la climatización de los ambientes de Data Center, la temperatura interior del ambiente será de 18 a 27°C (bulbo seco), punto de rocío máximo de 15°C, con mínimo punto de rocío (límite de humedad más baja) de 5.5°C; humedad relativa máxima de 60%; máximo ratio de cambio de temperatura de 5°C por hora; reducción de la máxima temperatura de rocío de 1°C por cada 300m, por encima de los 1800m de altitud. Asimismo, los ambientes complementarios al Data Center (sala de telecomunicación) contarán con equipos de aire



<sup>22</sup> Para efectos de referencia, se consideran salas de operación de alta complejidad: Cirugía General, Neurocirugía, cirugía tórax, cirugía cardiovascular, quemados, entre otros.

<sup>23</sup> Para efectos de referencia, se consideran salas de operación de menor complejidad: Emergencia y otras similares.

acondicionado del tipo Split Decorativo y/o Split Ducto, conforme a su requerimiento. La temperatura máxima de 27 °C disminuirá de acuerdo a la altitud siendo de 1° C por cada 900m.

- La presión será positiva dentro de sala de operaciones, sala de partos, sala de procedimientos, almacén material estéril, bioquímica, entre otros.
- La presión será negativa en salas de aislamiento, servicios higiénicos, sala de necropsias, histología, citología, microbiología, endoscopia digestiva, entre otros.
- Los dispositivos de medición como termostatos y humidistatos, se instalarán al interior de los ambientes, para lo cual las tuberías de conexión hacia los equipos de aire acondicionado serán empotradas.
- El sistema de distribución eléctrica y AA debe ser diseñado para un control automático y/o forzoso, utilizando el sistema de control energético a través de la red de comunicaciones Ethernet y central de monitoreo, con el fin de que el mantenimiento en el establecimiento sea más eficiente.
- Se instalará el sistema de bloqueo de fuego (Fire stopping system) o Damper's Cortafuegos; este sistema considera los sellos a prueba de fuego y accesorios necesarios a instalarse en pases de tuberías de climatización. Se ubicarán en los ductos donde haya riesgos de propagación de fuegos como: salas de operación, sala de partos, laboratorios, esterilización y UCI.
- Para la refrigeración de superconductores del equipo de resonancia magnética, se podrán emplear mediante la compresión de un gas como el helio o refrigerantes ecológicos. Así mismo, se podrá utilizar otros sistemas como la refrigeración magnética que utiliza el efecto magneto – calórico, entre otros.

#### B. Sistema de Ventilación Mecánica

- Se entiende por ventilación mecánica, denominada también ventilación forzada, al procedimiento controlado de renovación de aire en ambientes que no cuenten con ventilación natural y/o posean deficiencias de ventilación, mediante el empleo de elementos y dispositivos electromecánicos.
- La ventilación mecánica puede mantener los niveles de flujo de aire, presión, entre otros parámetros a diferencia de la ventilación natural que es variable y aleatoria.
- Los especialistas del proyecto considerarán, el empleo de este sistema en aquellos ambientes donde las condiciones de diseño así lo exijan.
- Comprende la instalación de equipos de inyección y extracción de aire en el interior de los ambientes como ventiladores centrífugos, axiales, entre otros.
- El sistema de ventilación mecánica de inyección y/o extracción de aire se instalará en ambientes de asepsia no rigurosa, que posean deficiencias de ventilación natural y donde sea necesaria su instalación.
- En ambientes de asepsia rigurosa, como sala de operaciones, sala de partos, cuidados intensivos, laboratorios, entre otros, es necesaria la instalación de ventilación mecánica de extracción de aire, donde la rejilla de extracción se instalará por encima de los 30 cm del nivel del piso terminado.
- Los equipos de ventilación mecánica de inyección y extracción de aire emitirán el mínimo ruido al interior del ambiente, el cual estará en el rango de 45 a 55 decibeles.
- Los equipos de ventilación mecánica de inyección y extracción de aire, tendrán aislamiento acústico, considerando que para la extracción de aire se emplearán del tipo Hongo, centrífugo u otros del tipo silencioso.



- El área a cubrir por parte de los equipos de ventilación mecánica tomará en cuenta la capacidad requerida e instalada en el establecimiento de salud.
- Los equipos ubicados en la azotea del establecimiento, deben conservar una distancia de separación de 60 cm, entre sí, para permitir su mantenimiento.
- El módulo de TBC debe resolver una eficiente ventilación natural. En caso contrario, se instalará un sistema de extracción mecánica con presión negativa.
- Se deberá eliminar los gases residuales producto del trabajo de esterilización, cuarto oscuro sala rayos x, así como aire contaminado de laboratorios y salas de aislados entre otros; los cuales serán filtrados antes de la descarga al aire exterior,.
- En los ambientes de cocina y lavandería, se empleará ventilación mecánica de inyección y extracción de aire, empleándose campanas, de acuerdo a la capacidad requerida.
- Los equipos de ventilación mecánica, deberán poseer su tablero de control con encendido manual y automático y una placa de identificación, donde se indicarán los parámetros obtenidos en el protocolo de prueba.

**C. Sistema de Calefacción**

- La calefacción de ambientes en los establecimientos de salud, se instalará de acuerdo al clima del lugar y a los ambientes de las UPSS que necesiten de calefacción, pudiéndose instalar en ambientes que sean de prioridad de uso.
- Para la calefacción de ambientes de menor asepsia en los establecimientos de salud, pudiéndose también aplicar en zonas de climas fríos, se instalarán equipos del tipo split decorativo frio-calor o tipo cassette.
- Se hará uso de equipos complementarios y/o componentes para la calefacción de los ambientes que necesiten mayor grado de asepsia, como caja de volumen de aire constante (VAC) y resistencias eléctricas, los cuales van instalados dentro de los ductos de inyección de los equipos de AA.
- Considerar sistema de calefacción por calentamiento de agua proveniente de una caldera, por ahorro de energía emplear en la mayoría de ambientes hospitalarios.
- Para el cálculo del sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica se considerará la Tabla 6.

**TABLA 6**

**TABLA DE RENOVACIONES, TEMPERATURA Y HUMEDAD EN  
ESTABLECIMIENTOS DE SALUD DEL TERCER NIVEL DE ATENCIÓN**

Ambiente	Renovaciones por hora (cantidad)	Caudal mínimo (CFM)	Temperatura del ambiente (°C)	Humedad relativa dentro del ambiente (%)
Sala de Operaciones (con filtros HEPA 99.97%, bolsa 60% y pre filtro 30%)	15	850 a 1200	20-25	45 a más
Sala de Parto	15	800	24-25	45-60
Salas de Cuidados Intensivos e Intermedios	12	750	18-25	40-60

Ambiente	Renovaciones por hora (cantidad)	Caudal mínimo (CFM)	Temperatura del ambiente (°C)	Humedad relativa dentro del ambiente (%)
Anatomía patológica, Patología Clínica, Histología y Citología (Extracción total)	12	750	18-25	40-60
Ambientes generales y de tratamiento	2-3	700	24	45-60
Servicios Higiénicos	5-8	80	22	80-90
Cuartos de Limpieza y sépticos	8-15	100	20	40-60
Otros ambientes	5-7	500	18-25	40-60

(CFM): Unidad de caudal medida en pie<sup>3</sup>/minuto, que permite obtener el parámetro de medición del flujo de aire en las rejillas de inyección y extracción dentro de los ambientes del establecimiento de salud.

Referencias técnicas: ASHRAE (Sociedad Americana de los Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado), Normas UNE (Normas de la Unión Europea) y Norma EM.030 "Instalaciones de Ventilación" del Reglamento Nacional de Edificaciones.

#### 6.2.5.11 Sistema de Cámaras Frigoríficas

Es un sistema de refrigeración compuesto por una unidad condensadora hermética y una unidad evaporadora de tiro forzado, para enfriar y conservar los productos alimenticios, y los accesorios que la conforman y las cámaras compuesta por paneles aislantes.

El establecimiento de salud debe contar con 4 cámaras frigoríficas (dos de congelamiento y dos de conservación):

- Una cámara frigorífica de congelación de carnes de res y pollo, cuya temperatura oscile entre los -20 °C y -15 °C.
- Una cámara frigorífica de congelación pescado, cuya temperatura oscile entre los -20 °C y -15 °C.
- Una cámara frigorífica de conservación de lácteos, cuya temperatura oscile entre los 2 °C y 6 °C.
- Una cámara frigorífica de conservación frutas y verduras, cuya temperatura oscile entre los 2 °C y 6 °C.
- Para el caso de tener un sistema de preparación, cocción, conservación y repartición de regímenes dietéticos para los pacientes, considerar una cámara frigorífica de conservación de regímenes dietéticos preparados, cuya temperatura oscile entre los 2 °C y 6 °C.

Asimismo, deberá contar con la instalación de un pre cámara de 10 °C, la cual será el ambiente de entrada para las cuatro cámaras frigoríficas; asimismo servirá para la limpieza de las cámaras, teniendo la instalación de una rejilla de drenaje de agua.

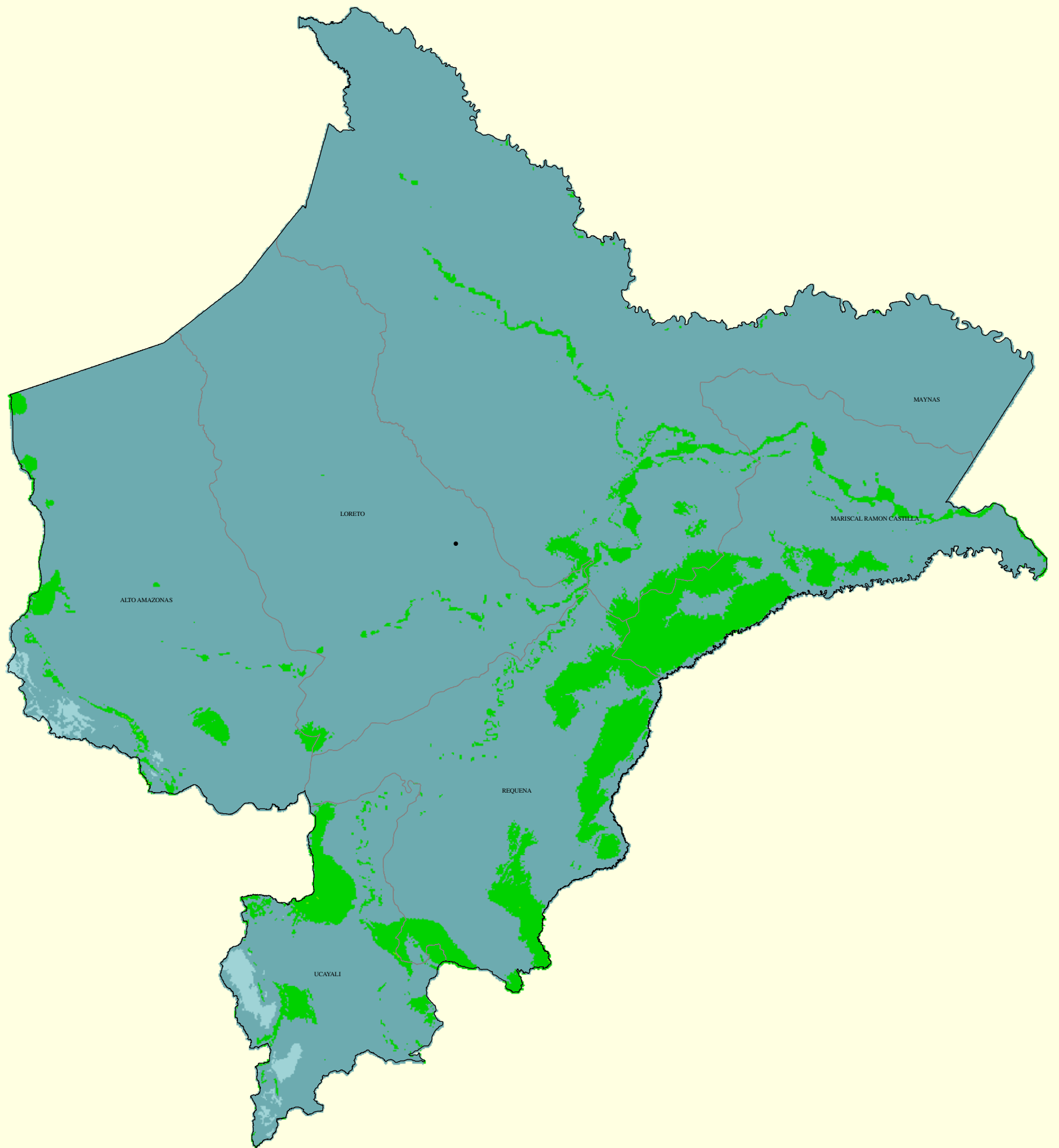
En la instalación de las cámaras frigoríficas, se tomará en cuenta lo siguiente:

- Las paredes y el techo estarán conformadas por paneles modulares con un núcleo de poliuretano o poliestireno expandido, según corresponda (120 mm de espesor de aislante de 20 Kg/m<sup>3</sup> para cámaras de congelamiento y 100 mm de espesor de aislante de 40 Kg/m<sup>3</sup> para cámaras de conservación), cubierto con planchas de 0.5



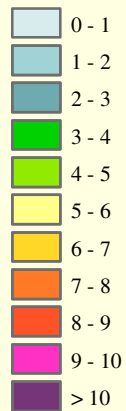


# LORETO



Viento medio a 80 m

m/s



MINISTERIO DE ENERGÍA Y MINAS  
DIRECCIÓN GENERAL DE ELECTRIFICACIÓN RURAL  
DIRECCIÓN DE FONDOS CONCURSABLES

## ATLAS EÓLICO DEL PERÚ

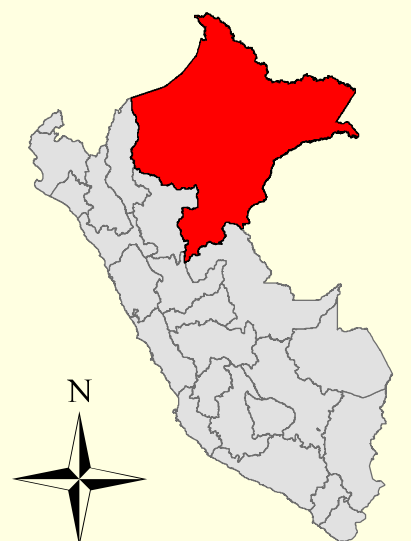
VIENTO MEDIO ANUAL A 80 m  
DEPARTAMENTO DE LORETO

LIMA - PERÚ  
OCTUBRE DE 2008

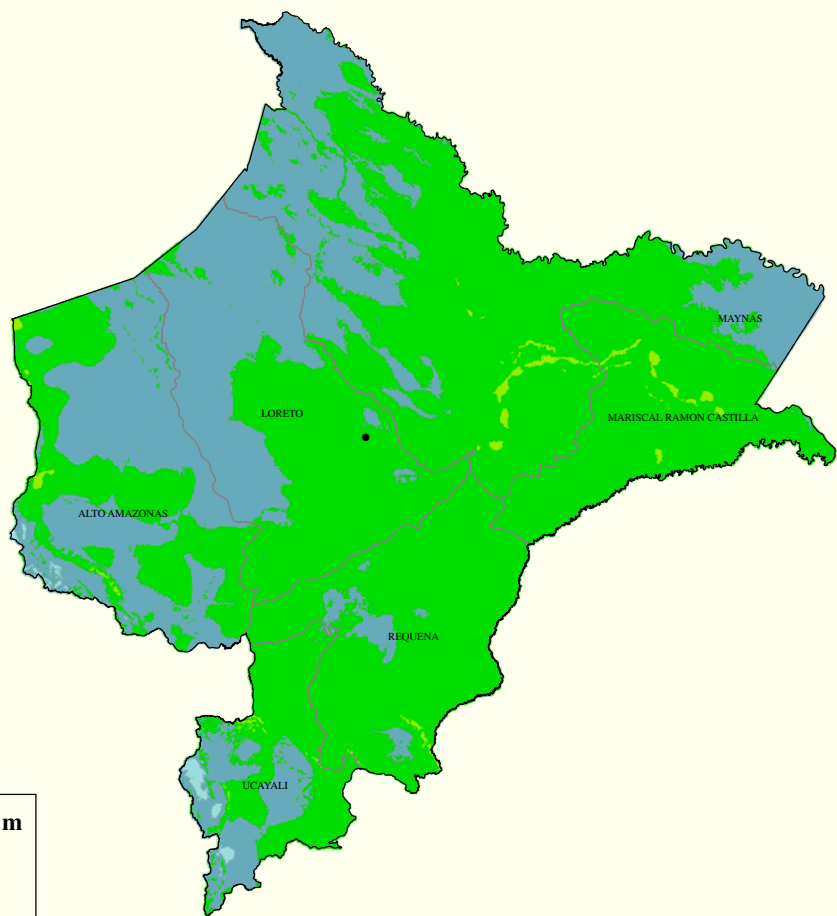


Base cartográfica:  
Carta Nacional del Perú, Límites departamentales  
Proyección: Geográfica, Datum WGS84

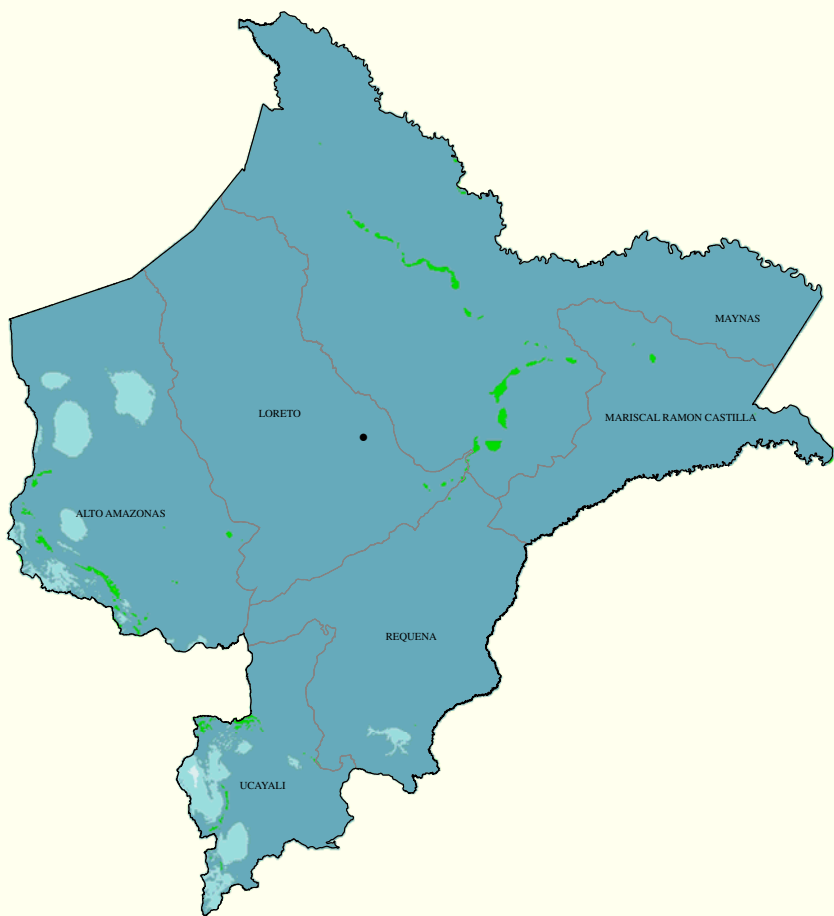
0 15 30 60  
Km



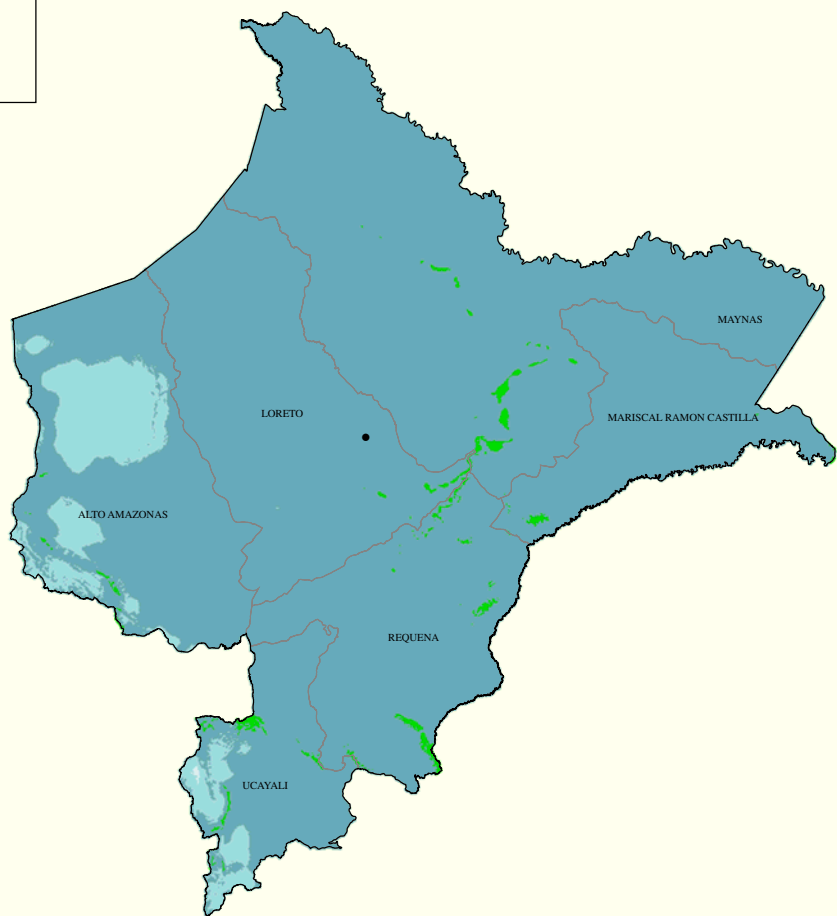
# LORETO



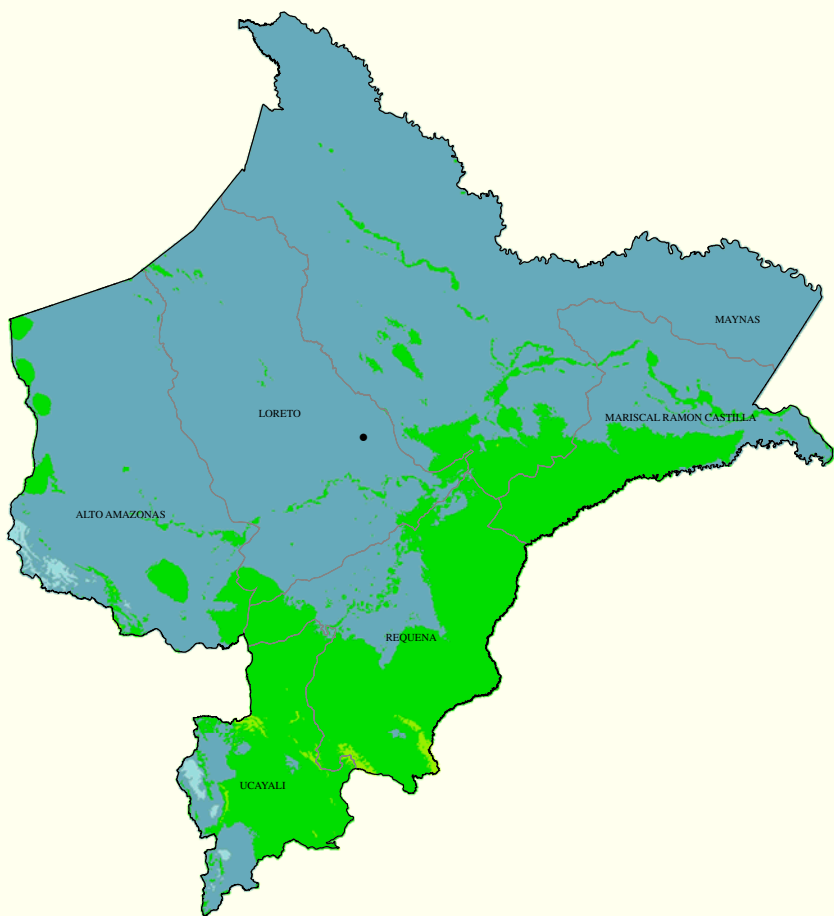
PRIMAVERA



VERANO



OTOÑO



INVIERNO



**MINISTERIO DE ENERGÍA Y MINAS**  
**DIRECCIÓN GENERAL DE ELECTRIFICACIÓN RURAL**  
DIRECCIÓN DE FONDOS CONCURSABLES

**ATLAS EÓLICO DEL PERÚ**

**VIENTO MEDIO ESTACIONAL A 80 m**  
DEPARTAMENTO DE LORETO

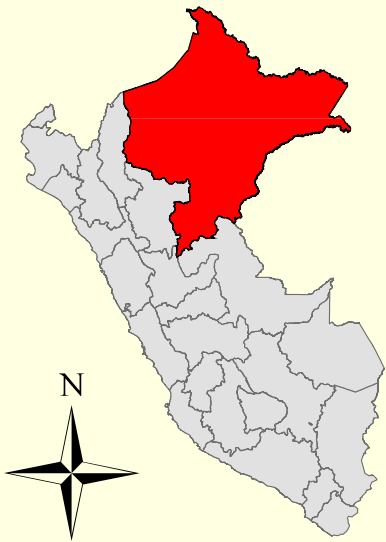
LIMA - PERÚ  
OCTUBRE DE 2008

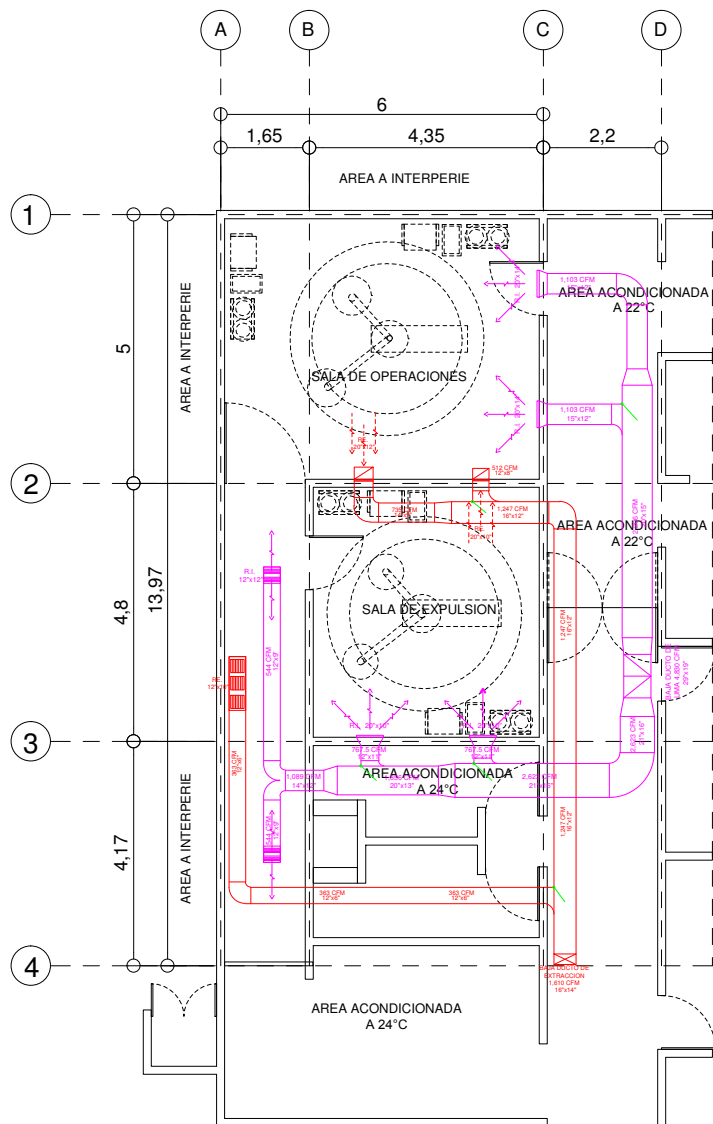


Base cartográfica:  
Carta Nacional del Perú, Límites departamentales  
Proyección: Geográfica, Datum WGS84

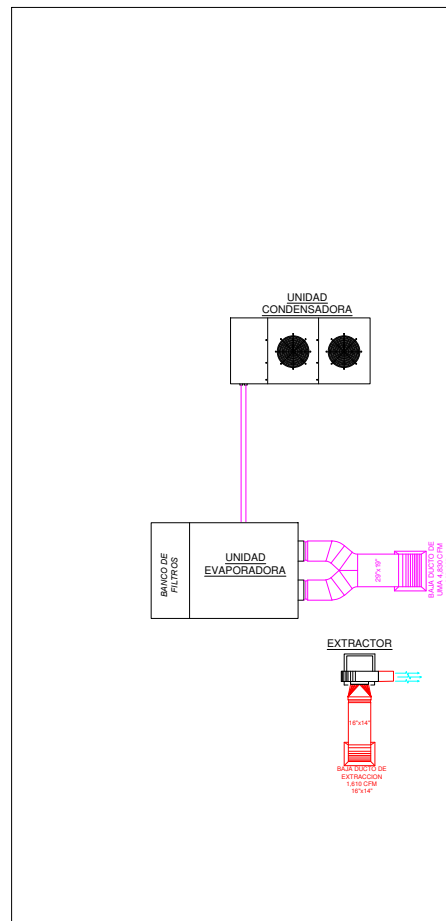
0 65 130 260

Km

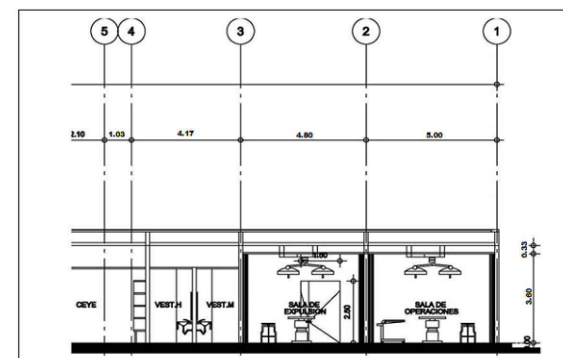
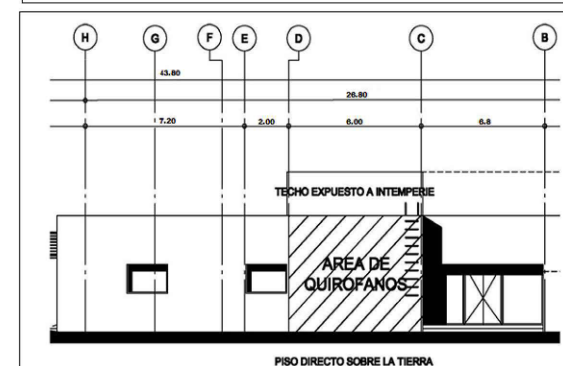
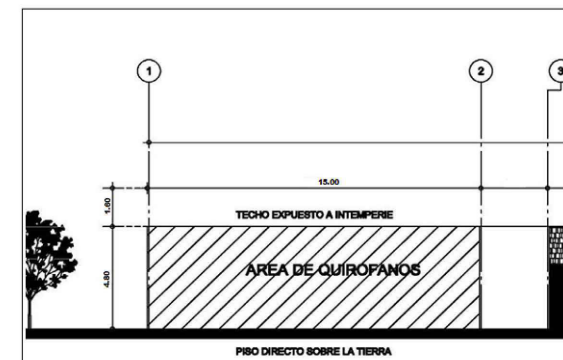




VISTA INTERIOR



VISTA AZOTEA



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERIA MECANICA DE FLUIDOS

PROYECTO: CLIMATIZACION EN EL QUIROFANO DEL HOSPITAL CESAR GARAYAR GARCIA DE IQUITOS